



①9 **BUNDESREPUBLIK
DEUTSCHLAND**



**DEUTSCHES
PATENTAMT**

⑫ **Übersetzung der
europäischen Patentschrift**

⑧7 **EP 0 376 703 B1**

⑩ **DE 689 11 664 T 2**

⑤1 Int. Cl.⁵:
F 01 L 1/26
F 02 D 33/02
F 02 D 41/12
F 02 B 37/00

②1 Deutsches Aktenzeichen:	689 11 664.0
⑧6 Europäisches Aktenzeichen:	89 313 622.6
⑧6 Europäischer Anmeldetag:	27. 12. 89
⑧7 Erstveröffentlichung durch das EPA:	4. 7. 90
⑧7 Veröffentlichungstag der Patenterteilung beim EPA:	22. 12. 93
④7 Veröffentlichungstag im Patentblatt:	7. 4. 94

③0 Unionspriorität: ③2 ③3 ③1
26.12.88 JP 328551/88

⑦3 Patentinhaber:
Honda Giken Kogyo K.K., Tokio/Tokyo, JP

⑦4 Vertreter:
Weickmann, H., Dipl.-Ing.; Fincke, K., Dipl.-Phys.
Dr.; Weickmann, F., Dipl.-Ing.; Huber, B.,
Dipl.-Chem.; Liska, H., Dipl.-Ing. Dr.-Ing.; Prechtel,
J., Dipl.-Phys. Dr.rer.nat.; Böhm, B., Dipl.-Chem.Univ.
Dr.rer.nat., Pat.-Anwälte, 81679 München

⑧4 Benannte Vertragsstaaten:
DE, GB

⑦2 Erfinder:
Akiyama, Eitetsu, Wako-shi Saitama-ken, JP; Kishi,
Noriyuki, Wako-shi Saitama-ken, JP

⑤4 Steuerungssystem für Innenverbrennungsmotoren.

Anmerkung: Innerhalb von neun Monaten nach der Bekanntmachung des Hinweises auf die Erteilung des europäischen Patents kann jedermann beim Europäischen Patentamt gegen das erteilte europäische Patent Einspruch einlegen. Der Einspruch ist schriftlich einzureichen und zu begründen. Er gilt erst als eingelegt, wenn die Einspruchsgebühr entrichtet worden ist (Art. 99 (1) Europäisches Patentübereinkommen).

Die Übersetzung ist gemäß Artikel II § 3 Abs. 1 IntPatÜG 1991 vom Patentinhaber eingereicht worden. Sie wurde vom Deutschen Patentamt inhaltlich nicht g prüft.

DE 689 11 664 T 2

DE 689 11 664 T 2

17. Sep. 1993

Europäische Patentanmeldung
Nr. 89 313 622.6
DEU 2931

HONDA GIKEN KOGYO KABUSHIKI KAISHA

Die vorliegende Erfindung betrifft ein Motorsteuersystem für einen Motor, ausgerüstet mit einem variablen Ventilbetätigungsmechanismus, wie etwa einem variablen Ventilsteuersystem, und einem Lader mit variabler Kapazität, wie etwa einem Turbolader mit beweglichen Leitschaufeln zum Ändern der Querschnittsfläche einer zu einem Turbinenrad führenden Abgaspassage, und sie zeigt ein Motorsteuersystem auf, das die Vorteile sowohl eines variablen Ventilbetätigungsmechanismus als auch eines Laders variabler Kapazität durch harmonische Kombination der beiden variablen Elemente vollständig zu nutzen erlaubt.

Eine Ventilbetätigungsschalteinheit zur Verbesserung der Volumeneffizienz der Brennkammern über einen weiten Betriebsbereich durch Ändern des Winkelintervalls der Öffnung der Einlaßventile und/oder Auslaßventile für jeden Zylinder und/oder des Ventilhubs, ist beispielsweise in der japanischen Patentoffenlegungsschrift Nr. 63-16111 vorgeschlagen.

Aus der EP-A-0242228 ist ein Motorsteuersystem bekannt, in dem der Ventilbetätigungszustand entsprechend einem Betriebszustand des Motors einschließlich seiner Drehzahl geändert wird. Der Ventilbetätigungsmechanismus wird zwischen einem Niederdrehzahlzustand und einem Hochdrehzahlzustand geändert.

In der japanischen Patentoffenlegungsschrift Nr. 62-282128 wird ein Lader variabler Kapazität vorgeschlagen, der einen optimalen Ladedruck über einen weiten Betriebsbereich mit einer hohen Ansprechempfindlichkeit dadurch bereitstellt, indem er das A/F-Verhältnis einer zu einem Turbinenrad führenden Auspuffpassage mittels einer Klappe oder mehrerer Leitschaufeln ändert.

Aus der US-A-4660382 ist ein Motorsteuersystem bekannt, in dem die Ladekapazität eines Laders variabler Kapazität entsprechend dem Betriebszustand des Motors einschließlich seiner Drehzahl geändert wird.

Weil man bei einem solchen Lader variabler Kapazität einen für jeden Betriebszustand geeigneten Ladedruck willkürlich und genau erhalten kann, läßt sich eine noch weitere Verbesserung insbesondere durch Kombination einer Ventilbetätigungszustandsschalteneinheit mit einem Lader variabler Kapazität erhalten.

In einem Niederdrehzahlbereich kann man die zu den Brennkammern gerichtete Einlaßflußgeschwindigkeit dadurch anheben, daß man das Winkelintervall der Öffnung der Ventile und/oder den Ventilhub reduziert, aber dies mag die Einlaßflußrate mit Anstieg der Motordrehzahl begrenzen. Umgekehrt, durch Vergrößerung des Winkelintervalls der Öffnung der Ventile und/oder des Ventilhubs im Hochdrehzahlbereich verbessert sich die Volumeneffizienz des Motoreinstroms mit Anstieg der Motordrehzahl. Wenn daher ein in Verbindung mit einer Ventilbetätigungszustandsschalteneinheit verwendeter Lader variabler Kapazität in der gleichen Weise gesteuert wird, als ob er für einen Motor ohne eine solche Ventilbetätigungszustandsschalteneinheit verwendet würde, wäre es nicht möglich, eine optimale Leistung des Motors in allen seinen Betriebsbereichen zu erhalten.

Insbesondere weil die Änderung der Bewegung der Ventile während jedes Zyklus des Motorbetriebs Zustände der Einlaßpassagen beeinflußt (wie etwa die Resonanzfrequenz in der Einlaßpassage, die Volumeneffizienz des Motoreinstroms usw.) ist es vorteilhaft, den Steuermodus des Laders solchen Änderungen anzupassen. Beispielsweise in einem Motor, der ein Ventiltimingeingestellsystem verwendet, welches das Ventiltiming entsprechend der Änderung der Motordrehzahl stufenweise umschaltet, erreicht bei Erhöhung der Motordrehzahl das abgegebene Drehmoment einen Spitzenwert und fällt dann graduell ab, bevor das Ventiltiming von einem Niederdrehzahlmodus in einen Hochdrehzahlmodus umgeschaltet wird. Diese Abnahme des Ausgangsdrehmoments zwischen dem Punkt der Drehmoment Spitze und dem Punkt der Ventiltimingumschaltung kann vom Betätiger als ein Drehmomentabfall wahrgenommen werden und es ist erwünscht, einen solchen Drehmomentabfall zu beseitigen.

Als eine zusätzliche Überlegung sollte eine solche komplexe Steuerwirkung keinerlei unerwünschte Verzögerung beinhalten, wie etwa eine solche Verzögerung, die den Handelswert des Fahrzeugs, in dem der Motor angebracht ist, ernsthaft beeinträchtigt. Jedoch muß eine hohe Ansprechempfindlichkeit eines Motors von einer ausreichenden Steuerstabilität begleitet sein.

Im Hinblick auf die Komplexizität des gesamten Steuersystems ist es weiter erwünscht, daß in dem System ein Ausfallsicherungsmerkmal enthalten ist.

Aus der JP-59-000544 ist ein Motorsteuersystem bekannt, in dem der Ladedruck während Hochgeschwindigkeitsbetrieb automatisch gesteigert wird. Der Lader wird in Antwort auf den Betrieb eines Wechselventils unterstützt, das in einem Nie-

derdrehzahlbereich schließt und in einem Hochdrehzahlbereich öffnet.

Auf Basis dieser und anderer Betrachtungen ist es ein primäres Ziel der vorliegenden Erfindung, ein Motorsteuersystem aufzuzeigen, das eine maximale Verbesserung der Leistungsfähigkeit eines Motors erreichen kann, der sowohl einen Lader variabler Kapazität als auch eine variable Ventilbetätigungseinheit enthält.

Ein zweites Ziel der vorliegenden Erfindung ist es, ein solches Motorsteuersystem aufzuzeigen, das eine schnelle Reaktion mit einem stabilen Steuerbetrieb kombiniert.

Ein drittes Ziel der vorliegenden Erfindung ist es, ein solches Motorsteuersystem aufzuzeigen, das das Auftreten eines Drehmomentabfalls beseitigen kann, der auftreten kann, wenn der Ventilbetätigungsmechanismus stufenweise geändert und die Drehzahl nahe einem Punkt eines stufenweisen Änderungsvorgangs erhöht wird.

Ein viertes Ziel der vorliegenden Erfindung ist es, ein solches Motorsteuersystem aufzuzeigen, das vor irgend einer unerwünschten Betriebsweise auch im Fall einer Systemfunktionsstörung geschützt ist.

Diese und andere Ziele der vorliegenden Erfindung können durch Vorsehen eines Motorsteuersystems erreicht werden, welches umfaßt:

einen variablen Ventilbetätigungsmechanismus zur Betätigung wenigstens zweier Einlaßventile eines Verbrennungsmotors, welcher Mechanismus mit Ventilbetätigungszustandsänderungsmitteln versehen ist, um einen Zustand des Mechanismus zwischen

einem Hochdrehzahlbetriebszustand der Ventile und einem Niederdrehzahlbetriebszustand der Ventile zu ändern, wobei der Motor mit einer hohen Drehzahl bzw. einer niedrigen Drehzahl arbeitet;

Erfassungsmittel zum Erfassen eines Motorbetriebszustands einschließlich wenigstens einer Motordrehzahl des Motors; gekennzeichnet durch einen Lader zum Zuführen aufgeladener Einlaßluft in den Verbrennungsmotor, welcher Lader mit einem Kapazitätsänderungsmittel versehen ist, um den Ladedruckausstoß des Laders zu ändern; und

ein Steuermittel zum Zuführen von Steuersignalen zu den Ventilbetätigungszustandsänderungsmitteln und dem Kapazitätsänderungsmittel entsprechend einem Ausgang von den Erfassungsmitteln;

wobei das Steuermittel dem Kapazitätsänderungsmittel ein Ladersteuersignal zuführt, so daß der Ladedruckausstoß um ein bestimmtes Inkrement erhöht werden kann, wenn das Steuermittel den Ventilbetätigungszustandsänderungsmitteln ein Ventilbetätigungssteuersignal zuführt, um den Ventilbetätigungsmechanismus von dem Niederdrehzahlzustand in den Hochdrehzahlzustand umzuschalten.

Auf diese Weise kann eine optimale Steuerung des Ladedrucks in Antwort auf einen Betriebszustand von Ventilen erreicht werden. Insbesondere, wenn das Steuermittel den Ladedruck im Fall des Hochdrehzahlbetriebs des Motors erhöht, kann die Hochdrehzahlleistungsfähigkeit des Motors verbessert werden. Umgekehrt, wenn der Ladedruck entsprechend dem Anstieg des Ausgangsdrehmoments des Motors durch Umschalten des Ventilbetätigungszustands verringert wird, kann die Belastung des Motors in seinem Hochdrehzahlbetriebszustand verringert werden.

Gemäß einer bevorzugten Ausführung der vorliegenden Erfindung führt das Steuermittel den Kapazitätsänderungsbetrieb des Laders durch einen Offenschleifensteuerprozeß wenigstens dann aus, wenn das Ventilbetätigungsmittel für einen Niederdrehzahlbetriebszustand des Motors geeignet ist, und durch einen geschlossenschleifigen Steuerprozeß wenigstens dann, wenn das Ventilbetätigungsmittel für einen Hochdrehzahlbetriebszustand des Motors geeignet ist. Typischerweise besteht der Offenschleifensteuerprozeß aus einer Kartensteuerung, die die Ladekapazität gemäß einer Motordrehzahl und einem Öffnungswinkel eines Drosselventils oder gemäß einem Einlaßunterdruck bestimmt.

Um gemäß der bevorzugten Ausführung der vorliegenden Erfindung vermeiden zu können, daß ein unerwünschter Abfall der Motorausgangseigenschaften durch die Änderungen der Einlaßzustände des Motors durch die Aktivierung des Ventilbetätigungszustandsänderungsmittels auftritt, kann das Steuermittel den Ladedruck des Laders wenigstens in einem Niederdrehzahlbereich von einem normal gesteuerten Pegel zu einem erhöhten Pegel gemäß einer Änderungsrate eines Ladedruckpegels und/oder einer Änderungsrate einer Motordrehzahl ändern. Normalerweise sollte der Ladedruckausgang des Laders erhöht werden, wenn bei Motordrehzahlerhöhung ein Abfall des Ladedrucks erfaßt wird, weil ein solcher Abfall des Ladedrucks einen Abfall der Volumeneffizienz des Motoreinstroms bedeutet, und, um einen daraus resultierenden Drehmomentabfall zu beseitigen, sollte der Ladedruckausgang des Laders erhöht werden, um die Minderung in der Volumeneffizienz zu kompensieren.

KURZBESCHREIBUNG DER ZEICHNUNGEN

Nun wird die vorliegende Erfindung beispielshalber anhand einer bestimmten Ausführung unter Bezug auf die beigefügten Zeichnungen beschrieben, wobei:

Figur 1 ist ein Gesamtstrukturdiagramm des Steuersystems für einen Motor gemäß der vorliegenden Erfindung;

Figur 2 ist eine Strukturansicht eines einen Ventilbetätigungsmechanismus umgebenden Teils;

Figur 3 ist eine Ansicht, die den Mechanismus des Turboladers variabler Kapazität zeigt;

Figuren 4a bis 4d sind Flußdiagramme des Steuerprogramms, das sich auf das Umschalten des Ventiltimings bezieht;

Figuren 5a und 5d sind Flußdiagramme des Steuerprogramms, das sich auf die Einstellung des Ladedrucks bezieht; und

Figuren 6 bis 11 sind Flußdiagramme von den Unterrou-tinen, die sich auf die oben genannten Programme beziehen.

DETAILLIERTE BESCHREIBUNG DER BEVORZUGTEN AUSFÜHRUNG

Figur 1 zeigt eine Gesamtstruktur des Einlaß- und Auslaßsystems eines Motors, bei dem die vorliegende Erfindung angewendet ist. In diesem Motorhauptkörper 1, der beispielsweise aus einem Vierzylinderreihenmotor besteht, ist ein zu der Einlaßöffnung 2 jedes Zylinders führender Einlaßkrümmer 3 in dieser Reihenfolge mit einem Einlaßrohr 4, einem Drosselkörper 5, einem Zwischenkühler 6, einer Kompressoreinheit 8

eines Laders 7 variabler Kapazität und einen Luftfilter 9 verbunden. Ein zu der Auslaßöffnung 10 jedes Zylinders führender Auspuffkrümmer 11 ist mit einer Turbineneinheit 12 des Laders 7 variabler Kapazität und einem katalytischen Wandler 13 verbunden.

Ein Ventilmechanismus 14, der zum Steuern der Aufnahme von Gemisch und der Abgabe von Verbrennungsgasen in und aus der Brennkammer jedes Zylinders vorgesehen ist, kann das Ventiltiming stufenweise dadurch ändern, indem er von einer von dem Motorhauptkörper 1 betätigten Ölpumpe 15 erzeugten Hydraulikdruck mittels eines Solenoidventils 16 und eines Schaltsteuerventils 17 steuert.

Der Lader 7 variabler Kapazität kann eine Querschnittsfläche einer Passage für zu seiner Turbineneinheit 12 führendes Auspuffgas mittels eines Betätigungsglieds 18 kontinuierlich ändern, das durch den Ladedruck P_2 unmittelbar stromabwärts der Kompressoreinheit 8 oder den Einlaßunterdruck unmittelbar stromabwärts des Drosselkörpers 5 betätigt wird, um die Ladekapazität seiner Kompressoreinheit 8 zu ändern. Dieser Turbolader 7 wird zusammen mit dem Zwischenkühler 6 durch Kühlwasser gekühlt, das durch eine durch den Motorhauptkörper 1 betätigte Wasserpumpe 19 durch ein Kühlwassersystem einschließlich einem Kühler 20 zirkuliert wird, der von dem Kühlwassersystem für den Motorhauptkörper 1 getrennt ist.

Der Motor 1 ist mit einem elektronischen Steuerkreis 21 ausgerüstet, um die Kraftstoffeinspritzmenge, das Ventiltiming und den Ladedruck für den Motor 1 zu steuern.

Der elektronische Steuerkreis 21 erhält ein Öldrucksignal O_p von einem normalerweise geschlossenen Öldruckschalter 22, der in dem Schaltsteuerventil 17 vorgesehen ist, und ein O_2 -Signal von einem Sauerstoffkonzentrationssensor 23, der in dem

Auspuffkrümmer 11 vorgesehen ist, ein Drehzahlsignal N_E von einem Motordrehzahlsensor 24, ein Wassertemperatursignal T_w von einem Kühlwassertemperatursensor 25, der in dem Wassermantel des Motorhaupteckörpers 1 vorgesehen ist, ein Park/Neutralsignal PN, das die Schaltposition des Automatikgetriebesystems 26 entweder in einem Park- oder Neutralbereich anzeigt, ein Einlaßtemperatursignal T_A und ein Einlaßdrucksignal P_g von einem Einlaßtemperatursensor 27 bzw. einem Einlaßdrucksensor 28, die in einem Teil der Einlaßpassage 4a stromabwärts des Drosselkörpers 5 vorgesehen sind, ein Drosselventilöffnungswinkelsignal θ_{TV} von einem Drosselöffnungswinkelsensor 29, ein Ladedrucksignal P_2 von einem Ladedrucksensor 30, der in einem Teil der Einlaßpassage 4b stromabwärts der Kompressoreinheit 8 vorgesehen ist, ein Atmosphärendrucksignal P_A von einem Atmosphärendrucksensor 31, der in einem zwischen dem Luftfilter 9 und der Kompressoreinheit 8 des Turboladers 7 verlaufendem Teil der Einlaßpassage 4c vorgesehen ist, und ein Fahrzeuggeschwindigkeitssignal V von einem Fahrzeuggeschwindigkeitssensor 32. Ausgangssignale von diesem elektronischen Steuerkreis 21 steuern den Betrieb der Solenoidventile zum Umschalten des Ventiltiltings, der Kraftstoffeinspritzventile 33 zum Einspritzen von Kraftstoff in die Einlaßöffnungen 2 und Solenoidventile 34 und 35 zum Steuern des Ladedrucks P_2 und des Einlaßunterdrucks P_g zur Betätigung des Betätigungsglieds 18 zum Ändern der Ladekapazität.

Der Ventilbetätigungsmechanismus 14 wird im folgenden unter Bezug auf Figur 2 beschrieben.

Der Motor, bei dem die vorliegende Erfindung angewendet ist, besteht aus einem sogenannten DOHC-Motor, bei dem die Einlaßventile und Auslaßventile durch separate Nockenwellen betätigt werden, und jeder Zylinder ist mit zwei Einlaßventilen und zwei Auslaßventilen versehen. Weil die Einlaßventile und

die Auslaßventile im wesentlichen die gleiche Struktur haben, wird im folgenden nur der Teil des Ventilbetätigungsmechanismus 14 beschrieben, der sich auf den Einlaßventilmechanismus bezieht.

Für jeden Zylinder sind drei Kipphebel 41, 42 und 43 an einer an einem Zylinderkopf gesicherten Kipphebelwelle 40 einander benachbart schwenkbar gehalten, so daß sie unabhängig voneinander wechselweise schwenkbar sind. Eine Nockenwelle 45 ist durch Nockenlager 44 drehbar gehalten, die in dem Zylinderkopf über den Kipphebeln 41, 42 und 43 gebildet sind.

Versehen ist die Nockenwelle 45 für jeden Zylinder mit einem Paar Niederdrehzahlnocken 46a und 46b, die ein relativ kleines Winkelintervall der Öffnung der Ventile und einen relativ kleinen Ventilhub aufweisen, und einem einzelnen Hochdrehzahlnocken 47 mit einem relativ großen Winkelintervall der Ventilöffnung und einem relativ großen Ventilhub. Ein Paar Ölzufuhrrohre 48 und 49 ist über der Nockenwelle 45 angeordnet, um die Nockenwelle 45 und die Gleitflächen zwischen den Nocken und den Kipphebeln zu schmieren. Die freien Enden der ersten und zweiten Kipphebel 41 und 42, die mit den Niederdrehzahlnocken 46a und 46b in Eingriff stehen, stützen die Oberenden der Ventilstiele eines Paares der Einlaßventile 50a und 50b ab, die in ihre geschlossene Stellungen elastisch vorgespannt sind. Der dritte Kipphebel 43 ist zwischen den ersten und zweiten Kipphebeln 41 und 42 angeordnet, und steht mit dem Hochdrehzahlnocken 47 in Eingriff und steht mit seinem unteren Ende mit einer in der Zeichnung nicht dargestellten Leergangfeder in Eingriff, so daß er normalerweise nach oben vorgespannt ist.

Die ersten bis dritten Kipphebel 41 bis 43, die einer neben dem anderen angeordnet sind, enthalten in sich eine Kupp-

lungsumschalteinheit 51, die aus einer die Kipphebel durchsetzenden Führungsbohrung und darin gleitend aufgenommenen Schaltstiften besteht.

Der erste Kipphebel 41 ist mit einer ersten Führungsbohrung 52 versehen, die ein zu dem dritten Kipphebel 43 weisendes offenes Ende und ein geschlossenes Bodenende aufweist und die parallel zu der Kipphebelwelle 40 verläuft. Die erste Führungsbohrung 52 nimmt gleitend einen ersten Schaltstift 53 auf. Das Bodenende der ersten Führungsbohrung 52 bildet eine Öldruckkammer 54, die mit einer in der hohlen Kipphebelwelle 40 gebildeten Ölzufuhrpassage 57 in Verbindung steht, und zwar durch eine Ölpassage 55, die in dem ersten Kipphebel 41 gebildet ist, und eine Ölzufuhröffnung 56, die sich an einem Außenumfang der Kipphebelwelle 40 öffnet.

Der dritte Kipphebel 43 ist mit einer zweiten Führungsbohrung 58 versehen, die parallel zu der Kipphebelwelle 40 verläuft und mit der ersten Führungsbohrung 52 in seiner Ruheposition gleichförmig und koaxial fluchtet, in welcher Ruheposition seine Nockengleitfläche mit einem Grundkreis des Hochdrehzahlnockens 47 in Eingriff steht, und in ihr ist ein zweiter Schaltstift 59 aufgenommen, dessen eines Ende sich an dem ersten Schaltstift 53 abstützt.

Der zweite Kipphebel 42 ist in ähnlicher Weise mit einer dritten Führungsbohrung 60 versehen, die ein geschlossenes Bodenende aufweist und die in sich einen Anschlagstift 61 aufnimmt, dessen eines Ende sich am anderen Ende des zweiten Schaltstifts 59 abstützt.

Der Anschlagstift 61 umfaßt einen Stielabschnitt 63, der in einer Führungsbuchse 62 aufgenommen ist, die in das Bodenende der dritten Führungsbohrung 60 eingepaßt ist und der durch

eine Rückholfeder 64 normalerweise gegen den dritten Kipphebel 43 elastisch vorgespannt ist.

Durch Anordnen der ersten und zweiten Schaltstifte 53 und 59 in Querrichtung, wie in Figur 2 gezeigt, durch den an die Öldruckkammer 54 angelegten Öldruck und die Vorspannkraft der Rückholfeder 64 kann man selektiv entweder einen Zustand erhalten, in dem die Kipphebel 41 bis 43 unabhängig voneinander bewegt werden können, wie in Figur 2 gezeigt, und einem anderen Zustand, in dem die Kipphebel 41 bis 43 durch die Schaltstifte 53 und 59, die benachbarte Kipphebel überbrücken, integral miteinander gekoppelt sind, um die beiden Einlaßventile 50a und 50b gleichzeitig und im Verbund zu betätigen.

Das stromabwärts gelegene Ende der innen in der Kipphebelwelle 40 vorgesehenen Ölzufuhrpassage 57 ist mit einer der vorgenannten Ölpassagen oder genauer dem Hochdrehzahlölzufuhrrohr 49 verbunden. Dieses Hochdrehzahlölzufuhrrohr 49 ist mit einer Düse 65 versehen, um Schmieröl auf eine dem Hochdrehzahlnocken 47 entsprechende Stelle zu sprühen.

Das andere Ölzufuhrrohr oder das Niederdrehzahlölzufuhrrohr 48 ist mit einer Schmierölpassage 66 verbunden, die von einem Ölverteiler abzweigt. Dieses Niederdrehzahlölzufuhrrohr 48 ist mit Düsen 67 versehen, um Schmieröl auf Stellen entsprechend den Nocken 46a, 46b und 47 zu versprühen, und es führt darüber hinaus Schmieröl durch Ölpassagen 68 zu den Nockenlagern 44.

Das an dem Zylinderkopf angebrachte Schaltsteuerventil 17 wird durch Öldruck betätigt, der von dem durch das vorgenannte Steuersignal gesteuerte Solenoidventil 16 zugeführt wird, und es ist intern mit einem Spulenventil 70 versehen, das

durch eine Rückholfeder 69 normalerweise in seine geschlossene Stellung vorgespannt ist.

Wenn sich das Spulenventil 70 in seiner oberen geschlossenen Stellung befindet (wie in Figur 2 gezeigt), wird eine zu der Schmierölpassage 66 führende Einflußöffnung 72 durch einen Ölfilter 71 mit einer Ausflußöffnung 73 verbunden, die zu der Ölpassage 57 in der Kipphebelwelle 40 nur durch eine Öffnung 74 führt. Gleichzeitig ist die Ausflußöffnung 73 mit einer Abflußöffnung 75 verbunden, die in einen oberen Raum des Zylinderkopfs offen ist, und hierdurch fällt der Öldruck in der Ölzufuhrpassage 57 ab. Daher wird kein Öldruck der Ölzufuhrpassage 57 zugeführt, und die Stifte 53 und 59 werden alle unter der Federkraft der Rückholfeder 64 zu der Öldruckkammer 54 hin vorgespannt, so daß die Kipphebel durch die zugeordneten Nocken unabhängig voneinander betätigt werden und unabhängige Winkelbewegungen ausführen. In diesem Fall wird das durch die Ölpumpe 15 von einer Ölwanne 76 zu dem Ölverteiler geführte Öl durch die Schmierölpassage 66 zu dem Niederdrehzahlschmierölzufuhrrohr 48 geführt und schmiert die Gleitflächen zwischen den Nocken und dem Kipphebel sowie die Nockenlager 44.

Wenn das Spulenventil 70 in seine untere offene Position umgeschaltet wird, steht die Einflußöffnung 72 mit der Ausflußöffnung 73 durch eine Ringnut 77 des Spulenventils 70 in Verbindung und die Ausflußöffnung 73 ist von der Abflußöffnung 75 getrennt, so daß unter Druck stehendes Öl von der Schmierölpassage 66 zu der Ölzufuhrpassage 57 geführt wird. Wenn hierdurch Drucköl zu der Öldruckkammer 54 des ersten Kipphebels 41 geführt wird, werden die ersten und zweiten Schaltstifte 53 und 59 in die zweite Führungsbohrung 58 bzw. die dritte Führungsbohrung 60 gegen die Vorspannkraft der Rückholfeder 64 gedrückt und die Kipphebel 41 bis 43 werden integral miteinander gekoppelt. Das Drucköl, das der

Ölzufuhrpassage 57 zur Betätigung der Kupplungsumschalteinheit 51 zugeführt wird, wird dann durch das stromabwärts gelegene Ende der Ölzufuhrpassage 57 dem Hochdrehzahlschmierölzufuhrrohr 49 zugeführt, um die Gleitfläche zwischen dem Hochdrehzahlnocken 47 und dem dritten Kipphebel 43 zu schmieren.

Das Spulenventil 70 wird gegen die Federkraft der Rückholfeder 69 in seine offene Stellung durch einen Pilotdruck umgeschaltet, der an das Oberende des Spulenventils 70 von einer Pilotölpassage 78 angelegt wird, der von der Einflußöffnung 72 abzweigt. Das normalerweise geschlossene Solenoidventil 16 sitzt in dieser Pilotölpassage 78 und das Solenoid dieses Solenoidventils 16 wird durch ein Ausgangssignal von dem elektronischen Steuerkreis 21 derart gesteuert, daß das Spulenventil 70 durch Öffnen des Solenoidventils 16 in seine offene Stellung gebracht wird, um hierdurch ein Hochdrehzahlventiltiming zu erreichen, und das Spulenventil 70 wird durch Schließen des Solenoidventils 16 in seine geschlossene Stellung gebracht, um hierdurch ein Niederdrehzahlventiltiming zu erreichen.

Der Umschaltvorgang des Spulenventils 70 wird durch einen Öldruckschalter 22 überwacht, der in dem Gehäuse des Schaltsteuerventils 17 vorgesehen ist, so daß dieser in Abhängigkeit von der Erfassung eines Niederdrucks bzw. eines Hochdrucks in dem Öldruck der Ausflußöffnung 73 an- und abgeschaltet wird.

Ein Turbolader 7 variabler Kapazität wird nun im folgenden unter Bezug auf Figur 3 beschrieben. Weil dieser Turbolader 7 herkömmlich ist, sofern dies die Kompressoreinheit 8 betrifft, wird im folgenden nur seine Turbineneinheit 12 beschrieben.

Ein Turbinengehäuse 80 des Turboladers 7 ist mit einer Schneckenpassage 81 versehen, deren Querschnittsfläche sich zu ihrem stromabwärts gelegenen Ende graduell verkleinert, und eine Auspufföffnung 82 öffnet sich von dieser Schneckenpassage 81 entlang ihrer Tangentialrichtung. In einem Mittelteil der Schneckenpassage 81 ist ein Turbinenrad 83 angeordnet, das an einem Ende einer zu der Kompressorwelle koaxialen Turbinenwelle integral angebracht ist.

Innerhalb der Schneckenpassage 81 sind vier bogenförmige feste Leitschaufeln 84 vorgesehen, die mit dem Turbinengehäuse 80 integral und auf einem gemeinsamen Kreis mit gleichem Abstand und mit gleicher Breite angeordnet sind. Somit ist durch diese festen Leitschaufeln 84 die Schneckenpassage 81 in eine Außenpassage 85 und eine Innenpassage 86 unterteilt.

Vier bewegliche Leitschaufeln 87 jeweils mit im wesentlichen der gleichen Krümmung wie der festen Leitschaufeln 84 sind zwischen den festen Leitschaufeln 84 auf demselben gemeinsamen Kreis wie die festen Leitschaufeln 84 angeordnet. Jede dieser beweglichen Leitschaufeln 87 ist an ihrem einen Umfangsende derart schwenkbar gehalten, daß sie nur in das Innere des vorgenannten gemeinsamen Kreises schwenkbar ist, und sie bildet in Zusammenwirkung mit der benachbarten festen Leitschaufel einen durchgehenden Luftflügel. Der Neigungswinkel jeder der beweglichen Leitschaufeln 87 wird durch eine Betätigungssteuereinheit der beweglichen Leitschaufeln kontinuierlich gesteuert, die im nachfolgenden beschrieben wird.

Die Betätigungssteuereinheit der beweglichen Leitschaufeln umfaßt Hebelteile 89, die jeweils integral von einem Schwenkzapfen 88 jedes der beweglichen Leitschaufeln 87 vorstehen, ein Paar zweiarmige Hebelteile 91, die jeweils schwenkbar gehalten und an ihren beiden Enden jeweils mit Schlitten 90 versehen sind, um mit zweien der Hebelteile 89 in Eingriff zu

treten, ein Paar Koppelhebel 94, die jeweils mit ihren einen Enden mit der Schwenkwelle 92 eines der zweiendigen Sägeblatteile 91 und mit ihren anderen Enden an einer Verbindungsstange 93 gekoppelt sind, und das Betätigungsglied 18 dient als eine Antriebsquelle für die beweglichen Leitschaukeln 87. Dieses Betätigungsglied 18 ist mit einer Antriebswelle 95 versehen, die zur axialen Vorwärts- und Rückwärtsbewegung durch Fluiddruck geeignet und durch eine Kopplungsstange 96 mit der Verbindungsstange 93 gekoppelt ist.

In dem oben beschriebenen Verbindungsmechanismus sind die Antriebswelle 95 und die Kopplungsstange 96 durch ein Kugelgelenk 97 miteinander gekoppelt, und die Kopplungsstange 96 und die Verbindungsstange 93 sind durch ein Gabelgelenk 98 derart miteinander verbunden, daß die Betätigungskraft von dem Betätigungsglied 18 auf den Verbindungsarm 94 weich übertragen werden kann. Um vollständig offene Stellungen der beweglichen Leitschaukeln 87 durch Hubbegrenzung der Antriebswelle 95 zu definieren, ist weiter die Kupplungsstange 96 einstückig mit einem Anschlag 101 versehen, der an einem Einstellbolzen 100 anliegt, der mit einer Integral an dem Turbinengehäuse 80 angebrachten Lasche 99 verschraubt ist.

Das Betätigungsglied 18 umfaßt ein topfförmiges Gehäuse 102, und eine Membrane 104 ist an dem offenen Ende des Gehäuses 102 durch Aufklemmen eines Deckels 103 darauf gesichert, und diese Membrane 104 bildet in dem Betätigungsglied 18 eine Negativdruckkammer 105 und eine Positivdruckkammer 106.

Ein Basisende der Antriebswelle 95 ist an einem Mittelabschnitt der Membrane 104 durch Halter 107 und 108 angebracht. Eine Druckschraubenfeder 109 sitzt zwischen dem Halter 107, der zu der Negativdruckkammer 105 weist, und der Bodenwand des Gehäuses 105, um die Membrane 104 normalerweise zusammen

mit der Antriebswelle 95 zu dem Deckel 105 oder gemäß Figur 3 nach rechts vorzuspannen.

Die Antriebswelle 95 ist durch einen Mittelabschnitt der Bodenwand des Gehäuses 102 gleitend gehalten. Der aus der Bodenwand des Gehäuses 102 vorstehende Abschnitt der Antriebswelle 95 ist luftdicht durch einen weichen und reibungslosen Balgen 110 umschlossen, der hergestellt ist durch ringförmiges Einschneiden eines zylindrischen Fluorharzteils abwechselnd von innen und von außen mit geringem Abstand. Die Innenräume der Negativdruckkammer 105 und des Balgens 110 stehen durch ein Durchgangsloch 111 miteinander in Verbindung.

Das Gehäuse 102 ist mit einem Negativdruckeinführeinlaß 112 versehen, um die Negativdruckkammer 105 mit der Außenseite in Verbindung zu bringen, und der Deckel 103 ist mit einem Positivdruckeinführeinlaß 113 versehen, um die Positivdruckkammer 106 mit der Außenseite in Verbindung zu bringen.

Wenn in diesem Betätigungsglied 18 ein Positivdruck von dem Positivdruckeinführeinlaß 113 in die Positivdruckkammer 106 eingeführt wird, wird die Membrane 104 gemäß Figur 3 gegen die Vorspannkraft der Druckschraubenfeder 109 nach links gedrückt, und die Antriebswelle 95 wird nach links getrieben. Wenn ein Negativdruck von dem Negativdruckeinführeinlaß 112 in die Negativdruckkammer 105 eingeführt wird, wird die Antriebswelle 95 in ähnlicher Weise durch die Membrane 104 nach links getrieben. In anderen Worten, in einem geringen Öffnungswinkelbereich des Drosselventils, wobei der Einlaßnegativdruck P_b hoch ist, wird das Betätigungsglied 18 so betätigt, daß es die Antriebswelle 95 herausdrückt. Hierdurch wird die Verbindungsstange 93 gemäß Figur 3 nach links bewegt, und dies läßt wiederum die Verbindungsarme 94 sich um

die Schwenkwelle 92 im Uhrzeigersinn drehen, mit dem Ergebnis, daß die beweglichen Leitschaufeln 87 um die Schwenkwelle 88 nach innen dadurch gedreht werden, daß sie durch die Hebelteile 89 betätigt werden, die mit den Schlitten 90 an jedem Ende der zweiarmigen Hebelteile 91 in Eingriff stehen. Durch dieses Öffnen der beweglichen Leitschaufeln 87 kann man einen maximalen Kapazitätzustand erhalten, in dem die Düsenpalte G_n , die zwischen den Führungskanten der festen Leitschaufeln 84 und den nachlaufenden Kanten der beweglichen Leitschaufeln 87 gebildet sind, maximiert werden (wie in Figur 3 mit Doppelpunktlinien gezeigt).

Wenn die Zufuhr von Negativdruck P_g zu der Negativdruckkammer 105 durch Steuerung des vorgenannten Solenoids 35 zur Steuerung des Negativdrucks unterbrochen wird, wird der Negativdruck in der Negativdruckkammer 105 reduziert und die Antriebswelle 95 wird durch die Federkraft der Schraubenfeder 109 angezogen. Im Ergebnis wird die Verbindungsstange 93 gemäß Figur 3 nach rechts bewegt, und die zweiarmigen Hebelteile 91 werden durch die Verbindungsarme 94 im Gegenzeigersinn gedreht, so daß die beweglichen Leitschaufeln 87 um die Schwenkwellen 88 nach außen bewegt werden, und zwar mittels der Hebelteile 89, die jeweils mit den Schlitten 90 an jedem Ende der zweiarmigen Hebelteile 91 in Eingriff stehen (wie in Figur 3 mit den durchgehenden und unterbrochenen Linien gezeigt). Durch dieses Schließen der beweglichen Leitschaufeln 87 kann man einen minimalen Kapazitätzustand erhalten, indem die Düsenpalte G_n , die zwischen den Führungskanten der festen Leitschaufeln 84 und den Nachlaufkanten der beweglichen Leitschaufeln 87 gebildet sind, minimiert sind. Daher wird der Auspuffgasfluß verengt und auf das maximale Ausmaß beschleunigt und treibt das Turbinenrad 83 als ein Kreisfluß an, der durch die Innenumfangspassage 86 derart verläuft, daß er die Ladewirkung im Niederdrehzahlbereich des Motors maximiert.

Wenn die Motordrehzahl erhöht ist und man eine ausreichende Ladewirkung erhält, wird das Solenoidventil 94 für positive Drucksteuerung angesteuert und ein Ladedruck P_2 wird in die Positivdruckkammer 106 eingeführt. Das Betätigungsglied 18 wird hierdurch in die Richtung zum Herausdrücken der Antriebswelle 95 betätigt, und die zweiarmigen Hebelteile 91 werden durch Drehen der Verbindungsarme 94 in die entgegengesetzte Richtung im Uhrzeigersinn gedreht, so daß die beweglichen Leitschaukeln 81 mittels der Hebelteile 89 nach innen gedreht werden können. Durch dieses Vergrößern der Düsenpalte G_N wirkt keine Beschleunigung auf das Auspuffgas und das Auspuffgas erhält einen geringen Fließwiderstand, wodurch der Motor einem geringeren Gegendruck ausgesetzt ist.

Der Öffnungsbetrag der beweglichen Leitschaukeln 87 wird in der vorliegenden Ausführung primär durch das Solenoidventil 34 für die Positivdrucksteuerung gesteuert, aber es ist auch möglich, in Kombination das Solenoidventil 35 für Negativdrucksteuerung zu verwenden.

Ein in dem elektronischen Schaltkreis 21 enthaltenes Steuerprogramm zur Steuerung des Solenoidventils 16 für die Ventiltimingumschaltung wird nun im folgenden unter Bezug auf die Figuren 4a und 4b beschrieben.

In dem ersten Schritt 201 wird festgestellt, ob ein Anfangsmodus gestartet wurde, oder in anderen Worten, der Motor angedreht wird oder nicht. Wenn der Motor angedreht wird, wird eine Ablaufzeit T_{DS} (beispielsweise 5 Sekunden) nach dem Anlassen des Motors gesetzt, und die Zeitmessung nach dem Motorstart wird in dem Schritt 202 als bereit gesetzt. Dann wird in dem dritten Schritt 203 ein Ventilschließbefehl an das Solenoidventil 16 ausgegeben, und der Motor wird mit Niederdrehzahlventiltiming betätigt. In dem vierten Schritt

204 wird eine Ablaufzeit T_{DHVT} (beispielsweise 0,1 Sekunden) nach dem Umschalten in ein Hochdrehzahlventiltiming gesetzt und die Verzögerungszeit nach dem Umschalten zu einem Hochdrehzahlventiltiming wird auf bereit gesetzt. In dem fünften Schritt 205 werden Karten T_{11} und ΘIGL entsprechend einem Niederdrehzahlventiltimingbetrieb als eine Grundkraftstoffeinspritzmengenbestimmungskarte und eine Zündtimingkarte ausgewählt, die in einer Kraftstoffeinspritzsteueroutine verwendet werden, und in dem sechsten Schritt 206 wird ein Drehzahlgrenzwert N_{HFC} zum Unterbrechen der Kraftstoffzufuhr auf einen Wert N_{HFCL} gesetzt, der dem Niederdrehzahlventiltimingbetrieb entspricht.

Nun wird die Menge der Kraftstoffeinspritzung T_{OUT} durch die folgende Formel gegeben:

$$T_{OUT} = K1 T_1 + K2$$

wobei T_1 eine Grundkraftstoffeinspritzmenge ist, $K1$ ist ein Korrekturfaktor und $K2$ ist ein Korrekturterm.

$K1$ betrifft einen Einlaßtemperaturkorrekturfaktor K_{TA} zum Erhöhen der Kraftstoffzufuhr, wenn die Einlaßtemperatur T_A gering ist, einen Kühlwassertemperaturkorrekturfaktor K_{TW} zum Erhöhen der Kraftstoffzufuhr, wenn die Kühlwassertemperatur T_W gering ist, einen Hochlastkraftstofferrhöhungsfaktor K_{HOT} , der die Kraftstoffzufuhr in einem Hochdrehzahlbereich erhöht, der durch die Motordrehzahl N_E , den Einlaßnegativdruck P_s und den Drosselöffnungswinkel θ_{TH} bestimmt ist, und einen Rückkopplungskorrekturfaktor zur Korrektur der Abweichung des Luft/Kraftstoffverhältnisses von einem theoretischen Verhältnis in einem O_2 -Rückkopplungsbereich eines relativ geringen Drehzahlbereichs (z.B. 4000 Upm), während $K2$ einen Beschleunigungskraftstofferrhöhungsfaktor betrifft, der die Kraftstoffzufuhr während der Beschleunigung des Motors erhöht.

Die Grundmenge der Kraftstoffeinspritzung T_i wird experimentell bestimmt, so daß das Einlaßgemisch ein Soll-Luft/Kraftstoffverhältnis erreicht, das nahe einem idealen Luft/Kraftstoffverhältnis ist, und zwar entsprechend der in den Zylinder in jedem bestimmten Betriebszustand des Motors eingeführten Luftmenge, die durch die Drehzahl des Motors N_E und den Einlaßnegativdruck P_g bestimmt ist, und der elektronische Steuerkreis 21 speichert eine T_{iL} -Karte für Niederdrehzahlventiltimingbetrieb und eine T_{iH} -Karte für Hochdrehzahlventiltimingbetrieb als eine T_i -Karte.

Je kleiner das Winkelintervall der Ventilöffnung ist, desto größer wird die Ventilbeschleunigung während der Öffnungsphase der Ventile. Gleichzeitig, wenn die Ventilbeschleunigung ansteigt, wird die Drehzahl N_E des Motors, bei der die Ventile zu springen beginnen, geringer. Daher unterscheidet sich die zulässige Maximaldrehzahl des Motors in Abhängigkeit davon, ob ein Hochdrehzahlventiltimingzustand oder ein Niederdrehzahlventiltimingzustand ausgewählt ist, weil diese unterschiedliche Ventilöffnungsintervalle aufweisen. Erfindungsgemäß wird der Drehzahlbegrenzungswert N_{HFCI} auf einen relativ geringen Wert (z.B. 7500 Upm) während Niederdrehzahlventiltimingbetrieb gesetzt, und auf einen relativ hohen Wert (z.B. 8100 Upm) während Hochdrehzahlventiltimingbetrieb.

Wenn in dem ersten Schritt 201 festgestellt wird, daß der Motor nicht angedreht wird, oder in anderen Worten, der Motor bereits läuft, dann wird in dem siebten Schritt 207 festgestellt, ob Signale von verschiedenen Sensoren dem elektronischen Steuerkreis 21 normal zugeführt werden oder nicht, oder in anderen Worten, es wird bestimmt, ob ein Ausfallsicherungszustand vorliegt oder nicht.

Wenn bewertet wird, daß keine Ausfallsicherungssituation vorliegt, oder in anderen Worten, ein Normalzustand vorliegt, wird in dem achten Schritt 208 die verbleibende Zeit von dem Zeitintervall T_{0s} , nach dem Start des Motors, das in dem zweiten Schritt 202 gesetzt wurde, herausgefunden. Wenn die verbleibende Zeit nicht 0 ist, geht der Systemfluß zu dem dritten Schritt 203 weiter. Wenn keine Zeit verbleibt, geht der Systemfluß zu dem neunten Schritt 209 weiter, wo festgestellt wird, ob die Kühlwassertemperatur T_v niedriger als eine vorbestimmte Temperatur T_{v1} (z.B. 60°C) ist oder nicht, oder in anderen Worten, ob der Motor aufgewärmt wurde oder nicht. Wenn die Kühlwassertemperatur T_v sich als weniger als die vorbestimmte Temperatur T_{v1} herausstellt, geht der Systemfluß zu dem dritten Schritt 203 weiter, und wenn die Kühlwassertemperatur T_v sich als gleich oder höher als die vorbestimmte Temperatur T_{v1} herausstellt, wird in dem neunten Schritt 210 festgestellt, ob die Fahrzeuggeschwindigkeit V geringer als ein bestimmter sehr niedriger Geschwindigkeitspegel V_1 (der eine Hysterese enthalten und im Bereich von 5 bis 8 km/h liegen kann) ist oder nicht. Wenn die Fahrzeuggeschwindigkeit V niedriger als der sehr geringe Geschwindigkeitspegel V_1 ist, geht der Systemfluß zu dem dritten Schritt 203 weiter, und wenn die Fahrzeuggeschwindigkeit V gleich oder größer als der sehr geringe Geschwindigkeitspegel V_1 ist, wird in dem elften Schritt 211 festgestellt, ob das Fahrzeug mit einem handgeschalteten Getriebesystem MT ausgerüstet ist.

Hierdurch wird ein Niederdrehzahlventiltimingzustand erzeugt und gleichzeitig wird ein entsprechender Modus der Kraftstoffeinspritzsteuerung ausgewählt, und zwar vor dem Start, während dem Andrehen, unmittelbar nach dem Starten, vor der Motoraufwärmung, während dem Anhalten oder sehr langsamer Fahrt. Diese Messung wird durchgeführt, um das Auftreten eines Fehlbetriebs der Kupplungsumschalteinheit 51 durch die

Viskosität von Schmieröl und das Auftreten abnormaler Verbrennung zu verhindern.

Wenn in dem elften Schritt 211 festgestellt wird, daß das Fahrzeug nicht mit einem handgeschalteten Getriebesystem MT ausgerüstet oder es mit einem automatischen Getriebe AT ausgerüstet ist, wird in dem zwölften Schritt 212 festgestellt, ob ein Parkbereich P oder ein Neutralbereich N für seine Schaltposition ausgewählt ist oder nicht. Wenn entweder der P- oder N-Bereich ausgewählt ist, wird in dem dreizehnten Schritt 313 festgestellt, ob eine T_{1H} -Karte für Hochdrehzahlventiltiming in dem vorangehenden Zyklus ausgewählt war oder nicht. Wenn nicht, kehrt der Systemfluß zu dem dritten Schritt 203 zurück. Wenn das Fahrzeug mit einem handgeschalteten Getriebesystem ausgerüstet ist, wird in dem vierzehnten Schritt 214 ein Vergleich durchgeführt zwischen einer Drehzahluntergrenze N_{E1} (die einschließlich einer Hysterese zwischen 4800 und 4600 Upm liegen kann), unter der die Motorleistung im Niederdrehzahlventiltimingzustand immer höher als die in dem Hochdrehzahlventiltimingzustand ist, und der gegenwärtigen Drehzahl N_E des Motors. Wenn N_E geringer als N_{E1} ist, wird in dem fünfzehnten Schritt 215 festgestellt, ob die T_{1H} -Karte für Hochdrehzahlventiltiming in dem vorangehenden Zyklus verwendet wurde oder nicht, und zwar in der gleichen Weise in dem dreizehnten Schritt 213. Wenn nicht, geht der Systemfluß zu dem dritten Schritt 203 weiter.

Es ist aus den voranstehenden Schritten ersichtlich, daß das Niederdrehzahlventiltiming ausgewählt wird entweder, wenn das Fahrzeug steht, auch wenn die Motordrehzahl N_E hoch ist, oder wenn, obwohl das Fahrzeug fährt, seine Geschwindigkeit niedrig ist oder die Drehzahl des Motors gering ist, und ein Hochgeschwindigkeitsfahrzustand noch nicht ausgeführt wurde.

Wenn sich andererseits in dem vierzehnten Schritt 214 herausstellt, da N_E gleich oder höher als N_{E1} ist, werden eine T_{IL} -Karte und die T_{IH} -Karte in dem sechzehnten Schritt gemäß der in Figur 4c dargestellten Unteroutine gesucht, um die Werte von T_{IL} und T_{IH} herauszufinden, die der Drehzahl N_E und dem Einlaßnegativdruck P_s des Motors zum gegenwärtigen Zustand entsprechen. Dann erhält man in dem siebzehnten Schritt 217 einen T_{VT} -Wert entsprechend dem gegenwärtigen Wert von N_E , und zwar entsprechend der in Figur 4d gezeigten Unteroutine, aus einer Hochlastbestimmungswerttabelle T_{VT} , die entsprechend der Kraftstoffeinspritzmenge experimentell bestimmt ist.

Wie für die Werte aus den T_{IL} - und T_{IH} -Karten besteht der in dem sechzehnten Schritt 216 zu verwendende T_{IL} -Wert aus einem Wert, der aus der T_{IL} -Karte gesucht wird, wenn ein Befehl zum Öffnen des Solenoidventils 16 im vorangehenden Zyklus nicht vorlag, und aus einem Wert, erhalten aus der T_{IL} -Karte weniger einem vorbestimmten Betrag der Hysterese ΔT_I , wenn in dem vorangehenden Zyklus ein Befehl zum Öffnen des Solenoidventils 16 vorlag. Ein ähnlicher Prozeß wird im Hinblick auf den arithmetischen Prozeß in dem siebzehnten Schritt 217 zur Bestimmung eines T_{VT} -Werts durchgeführt. Der in dem siebzehnten Schritt 217 zu verwendende T_{VT} -Wert besteht aus einem Wert, der aus der T_{VT} -Tabelle gesucht wird, wenn in dem vorangehenden Zyklus ein Befehl zum Öffnen des Ventils 16 nicht vorlag, und aus einem Wert, erhalten von der T_{VT} -Tabelle weniger einem vorbestimmten Hysteresebetrag ΔT_{VT} , wenn in dem vorangehenden Zyklus ein Befehl zum Öffnen des Solenoidventils 16 vorlag, wodurch eine Hysterese der Schalteigenschaft der Kraftstoffeinspritzmenge am Punkt der Ventiltimingumschaltung gegeben ist.

Im nachfolgenden achtzehnten Schritt 218 wird ein Vergleich durchgeführt zwischen diesem T_{VT} -Wert und der Menge eingespritzten Kraftstoffs T_{OUT} im vorhergehenden Zyklus. Wenn

sich T_{0U} als kleiner als T_V herausstellt, wird in dem neunzehnten Schritt 219 ein Vergleich durchgeführt zwischen einer Drehzahlobergrenze N_{E2} (die einschließlich einer Hysterese im Bereich zwischen 5900 und 5700 Upm liegen kann), über der die Motorleistung im Hochdrehzahlventiltimingzustand immer höher ist als diejenige im Niederdrehzahlventiltimingzustand, und der gegenwärtigen Drehzahl N_E des Motors. Wenn N_E kleiner als N_{E2} ist, wird im zwanzigsten Schritt 220 ein Vergleich durchgeführt zwischen dem T_{1L} -Wert und dem im sechzehnten Schritt 216 erhaltenen T_{1H} -Wert, und wenn sich T_{1L} als größer als T_{1H} erweist, wird in dem einundzwanzigsten Schritt 221 ein Ventilschließbefehl dem Solenoidventil 16 zugeführt, oder in anderen Worten, es wird ein Niederdrehzahlventiltiming gewählt.

Wenn sich in dem dreizehnten Schritt 213 oder in dem fünfzehnten Schritt 215 herausstellt, daß im vorhergehenden Zyklus die T_{1H} -Karte gewählt wurde, oder ein Niederlast- oder Niederdrehzahlzustand nach Durchführung eines Hochgeschwindigkeitsfahrzustands erzeugt wird, geht der Systemfluß zu dem einundzwanzigsten Schritt 221 weiter.

Wenn sich andererseits in dem achtzehnten Schritt 218 herausstellt, daß T_{0U} gleich oder größer als T_V ist, wenn sich in dem neunzehnten Schritt 219 herausstellte, daß N_E gleich oder größer als N_{E2} ist, oder wenn sich in dem zwanzigsten Schritt 220 herausstellte, daß T_{1L} gleich oder kleiner als T_{1H} ist, wird dem Solenoidventil 16 ein Ventilöffnungsbefehl zugeführt, oder in anderen Worten, es wird ein Hochdrehzahlventiltimingzustand gewählt. Hieraus ist ersichtlich, daß ein Punkt der Umschaltung zwischen einem Hochdrehzahlventiltiming und einem Niederdrehzahlventiltiming aus der Drehzahl des Motors und der angeforderten Kraftstoffeinspritzmenge bestimmt wird.

Es wird eine Einstellung durchgeführt, um in einem Hochlastbereich ein relativ reiches Gemisch zu erlangen, und es ist ein Hochdrehzahlventiltimingbetrieb bevorzugt, um die Motorleistung in dem Hochlastbereich zu erhöhen. Wenn aber der Umschaltpunkt des Ventiltimings fest definiert bestimmt wird, kann in einem Grenzbereich ein Pendeln auftreten und kann durch eine abrupte Änderung in dem Drehmomentausgang an dem Umschaltpunkt ein Schlag erzeugt werden. Daher wird erfindungsgemäß ein optimaler Umschaltsteuerbetrieb durch Ausführung der zusammengesetzten Schritte der achtzehnten bis zwanzigsten Schritte 218 bis 220 erhalten.

Nach der Auswahl des Hochdrehzahlventiltimingbetriebs wird in dem dreiundzwanzigsten Schritt festgestellt, ob in einem Flag F_{LVT} ein Nullwert angeordnet ist, um anzuzeigen, daß in der nachfolgend beschriebenen Turboladersteuerroutine ein Niederdrehzahlventiltimingbetrieb nicht gewählt ist. Wenn festgestellt wird, daß das Turboladeende einen Niederdrehzahlventiltimingbetrieb voraussetzt, geht der Systemfluß zu dem dritten Schritt 203 weiter. Anderenfalls erfaßt das System ein Signal von dem Öldruckschalter 22, um den Betriebszustand des Umschaltsteuerventils 17 zu überwachen. Wenn sich herausstellt, daß der Öldruckschalter 22 aus ist, oder daß auf die Kupplungsumschalteinheit 51 Öldruck wirkt, wird die verbleibende Zeit der Verzögerungszeit $T_{D_{HVT}}$, die der Aktivierung der Kupplungsumschalteinheit folgt, die in dem vierten Schritt 204 vorher gesetzt wurde, in dem fünfundzwanzigsten Schritt 225 bestimmt. Wenn $T_{D_{HVT}} = 0$, dann wird in dem sechsundzwanzigsten Schritt 226 eine Vorbereitung zur Betätigung eines Verzögerungstimers durchgeführt, gefolgt durch das Setzen eines Timers der abgelaufenen Zeit $T_{D_{LVT}}$ (z.B. 0,2 Sekunden), gefolgt durch ein Umschalten zu dem Niederdrehzahlventiltimingbetrieb. Dann werden eine Kraftstoffein-

spritzmengenkarte T_{IH} und ein Zündtiming θ_{IGH} entsprechend dem Hochdrehzahlventiltimingbetrieb in dem siebenundzwanzigsten Schritt 227 gewählt, und ein Drehzahlgrenzwert N_{HFC} wird auf einen Wert $N_{HFC H}$ für Hochdrehzahlventiltiming in dem achtundzwanzigsten Schritt 228 geändert.

Nach der Ausgabe eines Ventilschließbefehls an das Solenoidventil 16 in dem einundzwanzigsten Schritt 221 wird in dem neunundzwanzigsten Schritt 229 das Vorhandensein eines Öldruckschaltsignals O_p erfaßt. Wenn der Öldruckschalter 22 angeschaltet wird, oder an die Kupplungsumschalteinheit 51 kein Öldruck angelegt wird, dann wird die verbleibende Zeit von dem in dem sechsundzwanzigsten Schritt 226 gesetzten T_{DLVT} ausgelesen, und wenn $T_{DLVT} = 0$, kehrt der Systemfluß zu dem vierten Schritt 204 zurück.

Wenn das Öldruckschaltsignal O_p in dem vierundzwanzigsten Schritt 224 nicht abgeschaltet wurde, obwohl ein Umschalten vom Niederdrehzahlventiltimingbetrieb zu einem Hochdrehzahlventiltimingbetrieb bewirkt ist, geht der Systemfluß zu dem dreißigsten Schritt 230 weiter und der Niederdrehzahlventiltimingbetrieb wird beibehalten, bis das Öldruckschaltsignal O_p abgeschaltet ist. Umgekehrt, wenn das Öldruckschaltsignal O_p in dem neunundzwanzigsten Schritt 229 nicht angeschaltet ist, obwohl ein Umschalten vom Hochdrehzahlventiltimingbetrieb zu dem Niederdrehzahlventiltimingbetrieb bewirkt ist, geht der Systemfluß zu einem fünfundzwanzigsten Schritt 225 weiter und der Hochdrehzahlventiltimingbetrieb wird beibehalten, bis das Öldruckschaltsignal O_p abgeschaltet ist.

Die Zeitperioden T_{DHVT} und T_{DLVT} , die in den zwei Verzögerungstimmern in den vierten und sechsundzwanzigsten Schritten 204 bzw. 226 gesetzt wurden, werden entsprechend der Reaktionszeit bestimmt, die benötigt wird von der Zeit, wenn das

Solenoid 16 die Bewegung des Spulenventils 70 des Umschaltsteuerventils 17 betätigt wird, bis zu der Zeit, wenn der Öldruck der Zufuhrölpassage 57 geändert wird und der Umschaltbetrieb aller Umschaltstifte für alle Zylinder beendet ist. Auch wenn der Beginn eines Umschaltbetriebs von dem Öldruckschaltsignal O_p erfaßt wird, dann wird angenommen, daß die Änderung des Ventiltimings für alle die Zylinder nicht beendet ist, bis $T_{o_{LV}} = 0$ im Fall einer Umschaltung von der Hochdrehzahl zur Niederdrehzahl, oder $T_{o_{HV}} = 0$ im Fall einer Umschaltung von Niederdrehzahl zur Hochdrehzahl, und der Motor wird fortlaufend entsprechend dem Modus der Kraftstoffeinspritzmengensteuerung gesteuert, die dem Befehl zu einer Ventiltimingumschaltung vorhergeht.

Wenn die T_{IH} -Karte in dem dreizehnten Schritt 213 oder dem fünfzehnten Schritt 215 in dem vorhergehenden Zyklus nicht gewählt wurde oder wenn das Fahrzeug gerade mit der Fahrt begonnen hat oder beschleunigt, dann wird der Niederdrehzahlventiltimingbetrieb ausgewählt, ohne den Zustand des Öldruckschaltsignals O_p zu bestimmen. Diese Maßnahme wird getroffen, um die Probleme zu verhindern, die auftreten können, wenn das Signal aufgrund eines Ausfalls in dem Öldruckschalter 22 in seinem abgeschalteten Zustand gehalten wird. Wenn in dem dreiundzwanzigsten Schritt 223 das Turboladeende im Niederdrehzahlventiltimingbetrieb angefordert wird, dann wird die Kraftstoffeinspritzsteuerung sofort umgeschaltet, so daß sie sich selbst an den Niederdrehzahlventiltimingbetrieb anpaßt. Diese Maßnahme wird getroffen, um zu verhindern, daß durch überstarke Aufladung eine abnormale Verbrennung auftritt.

Das Steuerprogramm für das Solenoid 34 beim Variieren der Ladekapazität des Turboladers 7 oder des Ladedrucks wird nun im folgenden unter Bezug auf die Figuren 5a bis 5d beschrieben. Es wird angemerkt, daß das im vorliegenden System verwendete Solenoid 34 zur positiven Drucksteuerung aus einem

Tastverhältnis gesteuerten Solenoidventil besteht. Diese Ladedrucksteuerung kombiniert eine Offenschleifensteuerung, die einen Ladedrucksteuerung entsprechend einer Grundladedrucksteuervariablen (die nachfolgend als Grundaustastung D_M bezeichnet wird) ausführt, und einer Rückkopplungssteuerung, die eine Ladedrucksteuerung durch Modifizierung der Grundaustastung D_M entsprechend der Abweichung des aktuellen Ladedrucks von einem vorbestimmten Solladedruck durchführt.

In dem ersten Schritt 301 wird festgestellt, ob ein Startmodus erzeugt wurde oder nicht, oder in anderen Worten, ob der Motor angedreht wird oder nicht. Wenn ein Startmodus erfaßt wurde, dann wird in dem zweiten Schritt 302 durch ein Flag $F_{LVT} = 1$ angezeigt, daß das Ventiltiming in dem Niederdrehzahlventiltiming festgehalten werden soll. Dann wird in dem dritten Schritt 303 nach Rücksetzen eines Timers T_{DFB} zum Verzögern des Einsetzens einer Rückkopplungssteuerung der Austastung D_{OUT} für das Solenoid 34 in dem vierten Schritt 304 auf 0 gesetzt, bevor es in dem fünften Schritt 305 ausgegeben wird. Hier wird angemerkt, daß das Tastverhältnis des Solenoids des Solenoidventils 34 abnimmt, wenn die Austastung D_{OUT} in der Hauptroutine größer wird, und daß $D_{OUT} = 0$ einen 100 %igen Tastverhältniszustand anzeigt, in dem die beweglichen Leitschaufeln 87 in ihre innerste Positionen verschoben sind, oder in dem das Solenoidventil 34 vollständig geöffnet ist, um die Querschnittsfläche der Luftpassagen zwischen den festen Leitschaufeln 84 und der beweglichen Leitschaufeln 87 zu maximieren. Andererseits bedeutet $D_{OUT} = 100$ einen 0 %igen Tastverhältniszustand, in dem die beweglichen Leitschaufeln 87 in ihre äußersten Positionen verschoben sind oder die Querschnittsfläche der Luftpassagen minimiert ist.

Der Rückkopplungsverzögerungstimer T_{DFB} in dem dritten Schritt 303 wird entsprechend der in Figur 6 dargestellten Unteroutine gewählt. Einer der drei Timer T_{DFB1} , T_{DFB2} und

T_{DFB3} wird entsprechend der Änderungsrate ΔP_2 des Ladedrucks P_2 ausgewählt, die als eine Differenz zwischen dem gegenwärtigen Ladedruck P_{2N} und dem Ladedruck P_{2N-6} von sechs Zyklen zuvor gegeben ist ($\Delta P_2 = P_{2N} - P_{2N-6}$). In anderen Worten erhält die in den Figuren 5a bis 5d gezeigte Hauptroutine eine Differenz der Werte des Ladedrucks über sechs Zyklen, um das Verhalten des Ladedrucks oder die Änderungsrate des Ladedrucks genau zu bestimmen, weil bei jedem einzelnen TDC-Signal, das die in den Figuren 5a bis 5d gezeigten Hauptroutine erneuert, eine zu kleine Änderung in der Änderungsrate des Ladedrucks ΔP_2 erzeugt wird. Eine niedrige Änderungsrate ΔP_{2PL} und eine hohe Änderungsrate ΔP_{2PH} sind Werte, die entsprechend der Motordrehzahl N_E bestimmt sind. Wenn ΔP_2 gleich oder kleiner als ΔP_{2PL} , dann wird T_{DFB1} gesetzt, wenn ΔP_2 größer als ΔP_{2PL} und gleich oder kleiner als ΔP_{2PH} , dann wird T_{DFB2} gesetzt, und wenn ΔP_2 größer als ΔP_{2PH} , dann wird T_{DFB3} gesetzt. Weiter steht die Beziehung $T_{DFB1} < T_{DFB2} < T_{DFB3}$, und wenn die Ladedruckänderungsrate ΔP_2 sich als zu klein herausstellt, oder wenn sich der Ladedruck P_2 graduell ändert, dann wird die Verzögerungszeit T_{DFB} als klein gewählt, während wenn die Ladedruckänderungsrate ΔP_2 sich als zu groß herausstellt, oder wenn sich der Ladedruck P_2 schnell ändert, dann wird die Verzögerungszeit T_{DFB} als groß ausgewählt. Auf diese Weise ist es möglich, das Auftreten von Pendeln zu verhindern, wenn ein Übergang von der Offenschleifensteuerung zur Rückkopplungssteuerung stattfindet durch Auswahl einer geeigneten Verzögerungszeit T_{DFB} , die für die Änderungsrate in der Last nicht zu groß oder zu klein ist.

Wenn in dem ersten Schritt 301 festgestellt wird, daß kein Startmodus vorliegt, dann wird in dem sechsten Schritt 306 festgestellt, ob ein Ausfallsicherungszustand vorliegt oder nicht. Durchgeführt wird dieses durch Überwachung der Ergebnisse der Selbstdiagnose durch die ECU und die CPU und durch Eingangssignale von verschiedenen Sensoren einschließlich des

Öldruckschaltersignals O_p , das den Betriebszustand der Kupplungsumschalteinrichtung 51 für die Ventiltimingsteuerung anzeigt, und falls ein abnormaler Zustand vorliegen sollte, geht der Systemfluß zu dem zweiten Schritt 302 weiter. Anderenfalls geht der Systemfluß zu dem siebten Schritt 307 weiter. In dem siebten Schritt wird ein Vergleich durchgeführt zwischen einer Einlaßtemperatur T_A und einer vorbestimmten niedrigen Einlaßtemperatur T_{A_L} . Wenn T_A niedriger als T_{A_L} ist, geht der Systemfluß zu dem zweiten Schritt 302 weiter, aber wenn T_A gleich oder größer als T_{A_L} ist, geht der Systemfluß zu dem achten Schritt 308 weiter. In dem achten Schritt 308 wird ein Vergleich durchgeführt zwischen einer Kühlwassertemperatur T_v und einer vorbestimmten niedrigen Kühlwassertemperatur T_{v_L} . Wenn T_v niedriger als T_{v_L} ist, geht das System zu dem zweiten Schritt 302 weiter, aber wenn T_v gleich oder höher als T_{v_L} ist, geht der Systemfluß zu dem neunten Schritt 309 weiter. In dem neunten Schritt 309 wird ein Vergleich durchgeführt zwischen einer Einlaßtemperatur T_A und einer vorbestimmten hohen Einlaßtemperatur T_{A_H} . Wenn T_A größer als T_{A_H} ist, geht der Systemfluß zu dem zweiten Schritt 302 weiter, aber wenn T_A gleich oder niedriger als T_{A_H} ist, geht der Systemfluß zu dem zehnten Schritt 310 weiter. In dem zehnten Schritt 310 wird ein Vergleich durchgeführt zwischen der Kühlwassertemperatur T_v und einer vorbestimmten hohen Kühlwassertemperatur T_{v_H} . Wenn T_v höher als T_{v_H} ist, geht der Systemfluß zu dem zweiten Schritt 302 weiter, aber wenn T_v gleich oder niedriger als T_{v_H} ist, geht der Systemfluß zu dem elften Schritt 311 weiter. Die gegenwärtige Schaltposition des Getriebes wird in dem elften Schritt 311 erfaßt, und der Systemfluß geht zu dem Schritt 302 weiter, wenn ein Parkbereich P oder ein Neutralbereich N gewählt ist, und anderenfalls geht er zu dem zwölften Schritt 312 weiter.

Der oben beschriebene Ablauf kann dadurch zusammengefaßt werden, daß eine Querschnittsfläche der Flußpassagen zwischen

den festen Leitschaufeln 84 und den beweglichen Leitschaufeln 87 auf einen Maximalwert gesteuert wird, ohne Rücksicht auf irgendwelche anderen Faktoren in einem bestimmten speziellen Betriebszustand, in dem das Fahrzeug nicht fährt, sich die Einlaßtemperatur T_A oder die Kühlwassertemperatur T_v außerhalb eines vorbestimmten Bereichs befindet oder irgendein abnormaler Zustand in dem Steuersystem vorliegt. Diese Maßnahme wird getroffen, weil jeder solcher Fälle verdächtig ist, daß die Zustände für einen stabilen Betrieb des Motors nicht vorliegen und das Einführen eines Ladedrucks P_2 unter einem solchen Umstand zweifellos die Instabilität fördern würde. Gleichzeitig wird das Ventiltimingumschaltsteuerprogramm derart ausgeführt, daß die Ventiltimingsteuerung auf Niederdrehzahlventiltimingsteuerung durch Setzen des Flags $F_{LVR} = 1$ auf die Niederdrehzahlventiltimingsteuerung festgelegt wird, und die Kupplungsumschalteinheit 51 wird auf einen Zustand für Niederdrehzahlventiltiming festgelegt.

Wenn in den vorhergehenden Schritten festgestellt wird, daß sich der Motor in einem stabilen Betriebszustand befindet und das Fahrzeug fährt, dann wird in dem zwölften Schritt 312 festgestellt, ob die Schaltposition in einem ersten Gangbereich ist oder nicht. Wenn nicht, geht der Systemfluß zu dem vierzehnten Schritt 314 weiter, nachdem das Flag $F_{LVR} = 0$ gesetzt ist, um anzuzeigen, daß ein Überdrehzustand für den Niederdrehzahlventiltimingbetrieb in dem dreizehnten Schritt 313 gelöst ist. Wenn sich herausstellt, daß die Schaltposition in einem ersten Gangbereich ist, geht der Systemfluß zu dem vierzehnten Schritt 314 weiter, wonach in dem fünfzehnten Schritt 315 ein Subtraktionsprozeß von der Grundaustastung D_M ausgeführt wird, der als Grundladesteuervariable dient, und gleichzeitig wird in dem sechzehnten Schritt 316 das Flag $F_{LVR} = 1$ gesetzt, um das Vorhandensein eines Überdrehzustands für den Niederdrehzahlventiltimingbetrieb anzuzeigen.

Die Grundaustastung D_M wird aus einer wie nachfolgend beschriebenen Karte herausgesucht und ein Subtraktionsbetrieb an diesem D_M wird in dem fünfzehnten Schritt 315 entsprechend der in Figur 7 gezeigten Unteroutine ausgeführt. In anderen Worten, es wird eine Diskriminierungszone in dem durch die Motordrehzahl N_E und den Einlaßnegativdruck P_E bestimmten Motorbetriebszustand als eine Zone definiert, in der die Subtraktion von dem D_M -Wert erforderlich ist, und es wird festgestellt, ob eine Subtraktion von dem D_M -Wert ausführt werden soll oder nicht in Abhängigkeit davon, ob der Betriebszustand sich in dieser Diskriminierungszone befindet oder nicht. Das Ausgangsdrehmoment des Motors kann aus der Drehzahl N_E des Motors und dem Einlaßnegativdruck P_E bestimmt werden, aber die Grenze des Diskriminierungszone stellt ein zulässiges Drehmoment der Getriebewellen in dem ersten Gangbereich dar, und diese Maßnahme wird getroffen um sicherzustellen, daß die auf die Getriebewellen wirkende Kraft nicht zu groß wird. Wenn der Betriebszustand als außerhalb der Diskriminierungszone geortet wird oder das zulässige Drehmoment nicht überschritten wird, dann geht der Systemfluß zu dem nächsten Schritt weiter, ohne den gesuchten D_M -Wert zu modifizieren. Wenn aber der Betriebszustand in die Diskriminierungszone fällt oder das zulässige Drehmoment überschritten wurde, dann wird festgestellt, ob das den Zustand der Rückkopplungssteuerung anzeigende Flag 0 oder $F_{OPC} = 0$ ist oder nicht. Wenn der Zustand der Offenschleifensteuerung vorliegt, dann wird eine Subtraktion durchgeführt, wie sie im folgenden dargestellt ist, um das Tastverhältnis T_{OUT} für das Solenoidventil 34 ein wenig zu mindern:

$$D_M = \text{gesuchtes } D_M - D_f$$

wobei D_f eine vorbestimmte Subtraktionskonstante ist. Wenn der Zustand der Rückkopplungssteuerung vorliegt, dann wird

eine Subtraktion durchgeführt, wie sie im folgenden dargestellt ist, um den Solladedruck P_{2R} ein wenig zu verringern:

$$P_{2R} = \text{gesuchtes } P_{2R} - \Delta P_{2R}$$

wobei P_{2R} ein Solladedruck unter dem Rückkopplungssteuerzustand ist, wie er durch die Drehzahl des Motors N_E und die Einlaßtemperatur T_A bestimmt ist, und ΔP_{2R} ist eine vorbestimmte Subtraktionskonstante.

Der oben beschriebene Prozeß erzeugt einen Niederdrehzahlventiltimingzustand und einen relativ niedrigen Ladedruck, um einen übermäßigen Drehmomentausgang beispielsweise im Fall eines abrupten Starts im ersten Gang zu vermeiden.

In dem vierzehnten Schritt 314 wird festgestellt, ob die Kupplungsumschalteinheit 51 sich in dem Hochdrehzahlventiltimingzustand befindet oder nicht. Wenn der Hochdrehzahlventiltimingzustand erfaßt wird, geht der Systemfluß zu dem siebzehnten Schritt 317 weiter, wo eine für Hochdrehzahlventiltiming geeignete Tabelle $P_{2HG H}$ ausgewählt wird, um einen hohen Ladedrucküberwachungswert P_{2HG} zu bestimmen. Falls nicht, geht der Systemfluß zu dem achtzehnten Schritt 318 weiter, wo eine für Niederdrehzahlventiltiming geeignete Tabelle P_{2HGL} ausgewählt wird, um einen hohen Ladedrucküberwachungswert P_{2HG} zu bestimmen. Der hohe Ladedrucküberwachungswert P_{2HG} wird entsprechend der Motordrehzahl N_E bestimmt, um eine maximale Motorleistung zu erhalten, wobei die Haltbarkeit des Motors berücksichtigt wird.

Die Bestimmung, ob das gegenwärtige Ventiltiming für Hochdrehzahl oder Niederdrehzahlbetrieb geeignet ist, wird entsprechend dem Vorhandensein eines Magnetisierungssignals für das Solenoidventil 16 in der Steuereinheit getroffen.

In dem neunzehnten Schritt 319 wird ein Vergleich durchgeführt zwischen dem gegenwärtigen Ladedruck P_2 und dem hohen Ladedrucküberwachungswert P_{2HG} , der aus der entsprechend dem gegenwärtigen Ventiltimingzustand ausgewählten Tabelle erhalten wird. Wenn sich herausstellt, daß P_2 höher als P_{2HG} ist oder ein Zustand übermäßiger Ladung erfaßt wird, wird das Ventiltimingumschaltsteuerprogramm angefordert, in dem zweiten Schritt 302 das Niederdrehzahlventiltiming zu schalten, und die Steuerwirkung wird vorgenommen, um den Ladedruck zu verringern. Wenn sich umgekehrt herausstellt, daß P_2 niedriger als P_{2HG} ist, geht der Systemfluß zu dem zwanzigsten Schritt 320 weiter, und es wird erneut bestimmt, ob der Hochdrehzahlventiltimingzustand vorliegt oder nicht.

Wenn das Vorhandensein des Hochdrehzahlventiltimingzustands in dem zwanzigsten Schritt 320 erfaßt wird, wird in dem einundzwanzigsten Schritt 321 eine Grundaustastung D_{MH} aus einer dem Hochdrehzahlventiltiming entsprechenden Karte gesucht und dieser Wert wird in dem zweiundzwanzigsten Schritt 322 als der D_M -Wert definiert. Wenn kein Hochdrehzahlventiltimingzustand erfaßt wird, wird in einem dreiundzwanzigsten Schritt 323 eine Grundaustastung D_{ML} aus einer dem Niederdrehzahlventiltiming entsprechenden Karte gesucht und dieser Wert wird in dem vierundzwanzigsten Schritt 324 als D_M -Wert definiert. Die Grundaustastung D_M wird aus der Motordrehzahl N_E und dem Öffnungswinkel θ_{TH} des Drosselventils bestimmt und aus dem einem gegenwärtigen Lastzustand entsprechenden Eingängen einer Tabelle oder einer Karte gesucht.

Auf diese Weise ist es möglich, den Motor an verschiedene Betriebszustände einschließlich der Verzögerung und Übergangsbetriebszuständen anzupassen durch Vorbereitung getrennter Karten, die durch die Motordrehzahl N_E und den Drosselöffnungswinkel θ_{TH} für Hochdrehzahlventiltiming und Niederdrehzahlventiltiming definiert sind, und durch Ändern des

Ladedrucksteuermodus entsprechend dem Zustand des Ventil-timings. Hier wurde ein Drosselöffnungswinkel θ_{TN} als ein Parameter zur Anzeige des Lastzustand des Motors verwendet, aber er kann ersetzt werden durch Einlaßnegativdruck P_s oder die Kraftstoffeinspritzmenge.

In dem fünfundzwanzigsten Schritt 325 werden ein Tastkorrekturfaktor K_{MOD} , ein Atmosphärendrucktastkorrekturfaktor K_{PAD} (0,8 bis 1,0) und ein Einlaßtemperaturtastkorrekturfaktor K_{TAD} (0,8 bis 1,3) gesucht. Der Tastkorrekturfaktor K_{MOD} wird aus einer Karte der Motordrehzahl N_E und der Einlaßtemperatur T_A gesucht und durch einen Lernprozeß erneuert, der durchgeführt wird, wenn ein optimaler Ladedruck P_2 in einen bestimmten Abweichungsbereich gefallen ist. Der Atmosphärendrucktastkorrekturfaktor K_{PAD} wird entsprechend dem Einlaßdruck P_A bestimmt und der Einlaßtemperaturtastkorrekturfaktor K_{TAD} wird entsprechend der Einlaßtemperatur T_A bestimmt. Hierdurch ist der Steuerprozeß wie erforderlich an externe Faktoren angepaßt.

In dem sechsundzwanzigsten Schritt 326 wird ein Korrekturfaktor K_{DN} entsprechend der in Figur 8 gezeigten Unteroutine gesucht. Diese Unteroutine wird durch Unterbrechung der in den Figuren 5a bis 5d gezeigten Hauptroutine jedesmal durchgeführt, wenn ein TDC-Signal erzeugt wird. Ein Timer T_{DN} wird rückgesetzt, wenn das Tastverhältnis D_{OUT} null ist und der Korrekturfaktor K_{DN} wird auf einen Anfangswert K_{DN0} (z.B. 0,5) in Antwort auf das erste TDC-Signal gesetzt, nachdem das Tastverhältnis D_{OUT} als null bestimmt wurde. Nachdem ein in den Timer TDN gesetztes bestimmtes Zeitintervall T_{DN0} (z.B. 5 Sekunden) abgelaufen ist, wird ΔK_{DN} (z.B. 0,01) jedesmal zu K_{DN} addiert, wenn ein TDC-Signal erhalten wird, um hierdurch jedesmal einen neuen Korrekturfaktor K_{DN} zu erzeugen, und der Korrekturfaktor K_{DN} wird auf 1,0 fixiert, nachdem er den Wert 1,0 erreicht hat.

Der hierdurch erhaltene Korrekturfaktor K_{0N} wird in der Korrekturformel für das Tastverhältnis D_{0UT} verwendet, welches nachfolgend beschrieben wird, so daß das Tastverhältnis D_{0UT} im Fall eines speziellen Motorbetriebszustands auf 0 gedrückt werden kann, worin die Einlaßtemperatur T_A abnormal hoch oder niedrig ist, die Kühlwassertemperatur abnormal hoch oder niedrig oder der Ladedruck P_2 abnormal hoch ist, oder in anderen Worten, so daß die Austastung D_{0UT} in stabiler Weise gesteuert werden kann, wenn der Zustand, in dem die Spalte zwischen den festen Leitschaufeln und beweglichen Leitschaufeln maximiert sind, beseitigt ist. Wenn der Betriebszustand von einem speziellen Zustand, in dem $D_{0UT} = 0$ ist, zu einem normalen Betriebszustand zurückgekehrt ist, wenn das Tastverhältnis unmittelbar zu einem normalen Wert zurückgekehrt ist, könnte ein irregulärer Steuerbetrieb an der Grenze zwischen dem speziellen Betriebszustand und dem normalen Betriebszustand auftreten. Daher wird nach Ablauf von beispielsweise 5 Sekunden nach Wiedereinsetzen des normalen Betriebszustands der Korrekturfaktor K_{0N} um beispielsweise 0,1 jedesmal inkrementiert, wenn ein TDC-Signal erhalten wird, um die Austastung D_{0UT} graduell auf ihren normalen Wert zurückzubringen, so daß das Auftreten eines solchen irregulären Steuerbetriebs vermieden werden kann.

Dann wird in dem siebenundzwanzigsten Schritt 327 ein Vergleich zwischen dem gegenwärtigen Drosselöffnungswinkel θ_{TH} und einem vorbestimmten Bezugsdrosselöffnungswinkel θ_{THFB} durchgeführt. Dieser Bezugsdrosselöffnungswinkel θ_{THFB} entspricht einem mittleren oder hohen Lastbetriebszustand des Motors und ist so festgelegt, daß er eine Bewertung des Erfordernisses nach einem Umschalten von einer Offenschleifensteuerung zur Rückkopplungssteuerung ermöglicht. Durch Verwendung eines Drosselöffnungswinkels θ_{TH} als Bewertungsparameter wird es möglich, eine genaue Bewertung nach dem

Erfordernis zur Aufladung unter jedem bestimmten Betriebszustand durchzuführen. Wenn θ_{TH} gleich oder kleiner als θ_{THFB} ist oder die Offenschleifensteuerung nach Rücksetzen des in Verbindung mit Figur 6 (dem dritten Schritt) erwähnten Rückkopplungsverzögerungstimer T_{DFB} im achtundzwanzigsten Schritt 328 fortgeführt werden soll, geht der Systemfluß zu dem neunundzwanzigsten Schritt 329 weiter. Wenn in dem siebenundzwanzigsten Schritt 327 festgestellt wird, daß θ_{TH} größer als θ_{THFB} ist, dann wird in dem dreißigsten Schritt 330 festgestellt, ob die Kupplungsumschalteinheit 51 sich in dem Niederdrehzahlventiltimingzustand befindet oder nicht. Wenn ein Niederdrehzahlventiltimingzustand erfaßt wird, geht der Systemfluß zu dem achtundzwanzigsten Schritt 328 weiter, weil die Offenschleifensteuerung fortgeführt werden soll. Diese Maßnahme wird getroffen, weil man von der Offenschleifensteuerung abhängig sein muß und um eine höhere Spurhaltefähigkeit zu erhalten im Hinblick auf die Tatsache, daß in dem Niederdrehzahlventiltimingzustand Übergangszustände normal sind und weiter der Drehmomentausgang als Absolutwert relativ klein ist.

In dem neunundzwanzigsten Schritt 329 werden ein Einsetzsubtraktionstastverhältnis D_T und ein Einsetzadditionstastverhältnis D_{TRB} gesucht. Das Einsetzsubtraktionstastverhältnis D_T entspricht der Änderungsrate ΔP_2 des Ladedrucks P_2 und wird in der in Figur 9 dargestellten Unteroutine bestimmt. Wenn θ_{TH} größer als θ_{THFB} ist oder im Fall eines mittleren Hochlastbetriebszustands, in dem ein Übergang von der Offenschleifensteuerung zur Rückkopplungssteuerung stattfindet, wird das Einsetzsubtraktionstastverhältnis D_T ausgewählt, das entsprechend einer Beziehung zwischen der Ladedruckänderungsrate ΔP_2 und der Motordrehzahl N_E gesetzt ist. Wenn θ_{TH} gleich oder weniger als θ_{THFB} ist, wird keine Korrektur der Grundaustastung D_M durchgeführt.

Das Einsetzsubtraktionstastverhältnis D_I erhöht sich stufenweise mit einem Anstieg der Ladedruckänderungsrate ΔP_2 und kann sich auch beispielsweise in drei Schritten in Abhängigkeit von der Motordrehzahl N_E ändern. Hierdurch wird der Subtraktionswert größer, je höher die Motordrehzahl ist. Dieser Prozeß wird gestartet, unmittelbar bevor der aktuelle Ladedruck einen Solladedruck P_{2R} erreicht, so daß der Übergang von der Offenschleifensteuerung zu der Rückkopplungssteuerung in weicher Weise durchgeführt werden kann.

Das Einsetzadditionstastverhältnis D_{IRB} wird entsprechend der in Figur 10 dargestellten Unteroutine bestimmt. Wenn ein Offenschleifensteuerzustand vorliegt ($F_{OPC} = 1$) und die Ladedruckänderungsrate ΔP_2 negativ ist, wird ein Einsetzadditionstastverhältnis D_{IRB} gewählt, das durch $-\Delta P_2$ und die Motordrehzahl N_E bestimmt ist, und die Einsetzsubtraktionsaustastung D_I wird auf 0 gebracht. Wenn ein Rückkopplungssteuerzustand vorliegt ($F_{OPC} = 0$) oder wenn die Ladedruckänderungsrate ΔP_2 positiv ist, dann wird die Einsetzadditionsaustastung D_{IRB} auf 0 gebracht. Diese Einsetzadditionsaustastung D_{IRB} wird auch in Abhängigkeit von Werten der Negativladedruckänderungsrate $-\Delta P_2$ und der Motordrehzahl N_E geändert und es wird größer, wenn die Motordrehzahl N_E ansteigt und die negative Ladedruckänderungsrate $-\Delta P_2$ ansteigt. Hierdurch wird die Reaktion von der Einsetzsubtraktionsaustastung D_I kompensiert, um eine stabile Ladedrucksteuerung zu ermöglichen.

Nachdem die verschiedenen Korrekturfaktoren K_{MOD} , K_{PAD} , K_{TAD} und K_{DN} , die Einsetzsubtraktionsaustastung D_I und die Einsetzadditionsaustastung D_{IRB} bestimmt sind, wird die Austastung D_{OUT} in dem einunddreißigsten Schritt korrigiert.

$$D_{OUT} = K_{MOD} \times K_{PAD} \times K_{TAD} \times K_{DN} \times (D_M + D_{IRB} - D_I)$$

Die in dem fünften Schritt 305 erzeugte Ausgangsaustastung D_{OU} spiegelt daher den gesamten Betriebszustand des Motors dadurch wider, daß es die oben genannten Merkmale und andere externe Faktoren berücksichtigt, und es erlaubt eine optimale Ladesteuerung zur automatischen Durchführung entsprechend dem Lastzustand.

Dann wird das Flag F_{OPC} in dem zweiunddreißigsten Schritt 332 auf 1 gesetzt, um das Vorhandensein eines Offenschleifensteuerzustands anzuzeigen, und der Systemfluß geht zu dem dreiunddreißigsten Schritt 333 weiter. Dann wird in diesem Schritt festgestellt, ob D_{OU} einen entsprechend der Motordrehzahl N_E vorab bestimmten Grenzwert überschritten hat oder nicht, und wenn er in diesem Grenzwert liegt, wird in dem fünften Schritt 305 eine Austastung D_{OU} erzeugt.

Wenn mittlerweile in dem dreißigsten Schritt 330 festgestellt wird, daß kein Niederdrehzahlventiltimingzustand vorliegt, geht der Systemfluß zu dem vierunddreißigsten Schritt 334 weiter (Figur 5c).

In dem vierunddreißigsten Schritt 334 wird das Flag des vorhergehenden Zyklus bestimmt. Wenn $F_{OPC} = 1$ oder in dem vorhergehenden Zyklus ein Offenschleifensteuerzustand vorlag, wird in dem fünfunddreißigsten Schritt 335 ein Vergleich durchgeführt zwischen dem gegenwärtigen Ladedruck P_2 und dem Taststeuerstartbestimmungsladedruck P_{2ST} . Dieser Taststeuerstartbestimmungsladedruck P_{2ST} ergibt sich aus folgender Gleichung:

$$P_{2ST} = P_{2R} - \Delta P_{2ST}$$

wobei ΔP_{2ST} ein Subtraktionswert ist, der vorab entsprechend der Ladedruckänderungsrate ΔP_2 und der Motordrehzahl N_E be-

stimmt ist, und er wird größer, wenn die Motordrehzahl ansteigt und wenn die Ladedruckänderungsrate ΔP_2 größer wird.

Wenn sich in dem fünfunddreißigsten Schritt 335 herausstellt, daß P_2 größer als P_{2s1} ist, wird in dem sechsunddreißigsten Schritt 336 ein Vergleich durchgeführt zwischen dem gegenwärtigen Ladedruck P_2 und dem Rückkopplungssteuerstarbestimmungsladedruck P_{2FB} . Dieser Rückkopplungssteuerstartbestimmungsladedruck P_{2FB} ergibt sich aus folgender Gleichung:

$$P_{2FB} = P_{2R} - \Delta P_{2FB}$$

wobei ΔP_{2FB} ebenfalls ein Subtraktionswert ist, der vorab entsprechend der Ladedruckänderungsrate ΔP_2 und der Motordrehzahl N_E bestimmt ist.

Wenn sich herausstellt, daß P_2 größer als P_{2FB} ist, wird in dem siebenunddreißigsten Schritt 337 festgestellt, ob die in dem Rückkopplungsverzögerungstimer T_{dFB} eingesetzte Zeit abgelaufen ist oder nicht, und wenn es so ist, geht der Systemfluß zu dem achtunddreißigsten Schritt 338 weiter.

Wenn in dem vierunddreißigsten Schritt 334 das Flag $F_{OPC} = 0$ oder in dem vorhergehenden Zyklus ein Rückkopplungssteuerzustand vorlag, geht der Systemfluß zu dem achtunddreißigsten Schritt 338 weiter. Wenn sich in dem fünfunddreißigsten Schritt herausstellt, daß P_2 gleich oder kleiner als P_{2s1} ist, geht der Systemfluß zu dem neununddreißigsten Schritt 339 weiter. Wenn sich in dem sechsunddreißigsten Schritt 336 herausstellt, daß P_2 gleich oder kleiner als P_{2FB} ist, geht der Systemfluß zu dem achtundzwanzigsten Schritt 328 weiter. Wenn die in dem Rückkopplungsverzögerungstimer T_{dFB} gesetzte Zeit in dem siebenunddreißigsten Schritt 337 nicht abgelaufen

ist, geht der Systemfluß zu dem neunundzwanzigsten Schritt 329 weiter.

In dem neununddreißigsten Schritt 339 wird ein Einsetztastverhältnis D_s als eine Hilfsbasisladedrucksteuervariable gesucht, die entsprechend der Motordrehzahl N_E vorbestimmt ist, und die Austastung D_{OUT} wird in dem vierzigsten Schritt 340 entsprechend folgender Formel berechnet:

$$D_{OUT} = D_s \times K_{TAD} \times K_{PAD}$$

Dann geht nach Rücksetzen des Rückkopplungsverzögerungstimers T_{DFB} in dem einundvierzigsten Schritt 341 der Systemfluß zu dem dreiunddreißigsten Schritt 333 weiter.

Der zum vierzigsten Schritt 340 führende Prozeß ist als eine Maßnahme gedacht, um eine stabile Ladedrucksteuerung in einem Betriebsbereich zu erhalten, in dem der Ladedruck P_2 zu dem Solladedruck P_{2R} hin ansteigt, und das Auftreten von Überschießen kann unabhängig von der Ladedruckänderungsrate ΔP_2 vermieden dadurch werden, daß man die Ausgangsaustastung D_{OUT} entsprechend der Austastung D_s bestimmt, die entsprechend der Motordrehzahl N_E vorbestimmt wurde.

In dem achtunddreißigsten Schritt 338 wird ein Vergleich durchgeführt zwischen dem Absolutwert der Ladedruckänderungsrate ΔP_2 und der Rückkopplungssteuerbestimmungsladedruckdifferenz $G_{\Delta P_2}$. Dieses $G_{\Delta P_2}$ wird beispielsweise bei 30 mmHg eingestellt und wenn der Absolutwert der Ladedruckänderungsrate ΔP_2 größer als $G_{\Delta P_2}$ ist, geht der Systemfluß zu dem neunundzwanzigsten Schritt 329 weiter. Wenn der Absolutwert der Ladedruckänderungsrate ΔP_2 gleich oder weniger als $G_{\Delta P_2}$ ist, geht der Systemfluß zu dem zweiundvierzigsten Schritt 342 weiter. Wenn der Absolutwert der Ladedruckänderungsrate ΔP_2 größer als $G_{\Delta P_2}$ ist, oder in anderen Worten, wenn die

Laderate ΔP_2 schärfer als eine vorbestimmte Grenze ist, wenn eine Rückkopplungssteuerung gerade gestartet werden soll, wobei ein Pendeln auftreten könnte, kehrt daher der Systemfluß zu dem neunundzwanzigsten Schritt 329 zurück, um eine Offenschleifensteuerung auszuführen.

In dem zweiundvierzigsten Schritt 342 wird festgestellt, ob die Kupplungsumschalteinheit 51 für das Hochdrehzahlventiltiming eingestellt ist oder nicht. Wenn ein Hochdrehzahlventiltimingzustand erfaßt wird, wird ein Solladedruck P_{2RH} für Hochdrehzahlventiltiming in dem vierundvierzigsten Schritt 344 entsprechend der Motordrehzahl N_E und dem Einlaßdruck T_A gesucht, und dieses P_{2RH} wird als ein Solladedruck P_{2R} gesetzt. Wenn die Abwesenheit eines Hochdrehzahlventiltimingzustands erfaßt wird, wird in dem fünfundvierzigsten Schritt 345 ein Solladedruck P_{2RL} für Niederdrehzahlventiltiming gesucht, und dieses P_{2RL} wird als ein Solladedruck P_{2R} gesetzt. Diese Maßnahme wird im Hinblick auf die Tatsache getroffen, daß sich die Einlaßvolumenwirkung entsprechend dem Ventiltiming oder dem Ventilöffnungsbetrag ändert, um die Motorleistung in sehr effizienter Weise zu maximieren, indem man den Solladedruck P_{2R} entsprechend dem gewählten Ventiltiming setzt.

Dann wird in dem siebenundvierzigsten Schritt 347 festgestellt, ob in dem Automatikgetriebesystem der erste Gangbereich gewählt ist oder nicht. Wenn der erste Gangbereich festgestellt wird oder wenn sich in dem achtundvierzigsten Schritt 348 gemäß der Unteroutine in Figur 7 herausstellt, daß der Betriebszustand in eine vorbestimmte Unterscheidungszone fällt, geht der Systemfluß zu dem neunundvierzigsten Schritt 349 weiter, wonach die folgende Subtraktion durchgeführt wird:

$$P_{2R} = \text{gesuchtes } P_{2R} - \Delta P_{2R}$$

wobei ΔP_{2R} ein Subtraktionswert ist, der in Antwort auf den ersten Bereichszustand des Automatikgetriebesystems eingesetzt ist. Wenn sich in dem siebenundvierzigsten Schritt herausstellt, daß die Schaltposition von dem ersten Gangbereich abweicht, geht der Systemfluß zu dem neunundvierzigsten Schritt 349 weiter, ohne jegliche Subtraktion von dem Solladedruck P_{2R} durchzuführen.

In dem neunundvierzigsten Schritt 349 wird ein vorbestimmter Ladeatmosphärendruckkorrekturfaktor $K_{PA P_2}$ entsprechend dem Atmosphärendruck P_A gesucht, und die Korrektur des Solladedrucks P_{2R} wird im fünfzigsten Schritt 350 durch folgenden arithmetischen Vorgang durchgeführt:

$$\text{korrigiertes } P_{2R} = \text{gesuchtes } P_{2R} \times K_{PA P_2} \times K_{RTB}$$

wobei K_{RTB} ein Korrekturfaktor ist, der einen Klopfzustand des Motors betrifft.

In dem einundfünfzigsten Schritt 351 wird festgestellt, ob der Absolutwert der Differenz zwischen dem Solladedruck P_{2R} und dem gegenwärtigen Ladedruck P_2 gleich oder größer als ein vorbestimmter Wert G_{P_2} ist, der als eine Totzone in der Rückkopplungssteuerung gegeben ist und der bei z.B. 20 mmHg ausgewählt ist. Wenn der Absolutwert der Differenz zwischen dem Solladedruck P_{2R} und dem gegenwärtigen Ladedruck P_2 gleich oder größer als der vorbestimmte Wert G_{P_2} ist, dann geht der Systemfluß zu dem zweiundfünfzigsten Schritt 352 weiter, wo ein Proportionalsteuerterm D_p entsprechend folgender Formel berechnet wird:

$$D_p = K_P \times (P_{2R} - P_2)$$

In der obigen Formel ist K_p der Proportionalsteuerterm in einem Rückkopplungsfaktor und entsprechend der in Figur 11 gezeigten Unteroutine bestimmt. Wenn in Figur 11 die Motordrehzahl N_E gleich oder geringer als eine erste Umschaltdrehzahl $N_{F_{B1}}$ ist, wird ein Rückkopplungskoeffizient K_{I1} bezüglich einem nachfolgend beschriebenen Integrationssteuerterm zusammen mit K_{p1} gewählt. Wenn die Motordrehzahl N_E höher als die erste Umschaltdrehzahl $N_{F_{B1}}$, aber gleich oder geringer als eine zweite Umschaltdrehzahl $N_{F_{B2}}$ ist, werden K_{p2} und K_{I2} gewählt. Wenn die Motordrehzahl N_E höher als die zweite Umschaltdrehzahl $N_{F_{B2}}$ ist, werden K_{p13} und K_{I3} gewählt.

In dem dreiundfünfzigsten Schritt 353 wird ein der gegenwärtigen Motordrehzahl N_E und der Einlaßtemperatur T_A zugeordneter Korrekturkoeffizient K_{MOD} gesucht, und in dem vierundfünfzigsten Schritt 354 wird festgestellt, ob das Flag F_{OPC} im vorhergehenden Zyklus gleich 1 war oder nicht, oder in anderen Worten, ob der gegenwärtige Rückkopplungszustand zum ersten Mal erzeugt wurde oder nicht. Wenn F_{OPC} gleich 1 oder wenn im vorhergehenden Zyklus ein Offenschleifensteuerzustand vorlag, wird der Integrationssteuerterm $D_{I(N-1)}$ des vorhergehenden Zyklus in dem fünfundfünfzigsten Schritt 355 gemäß folgender Formel berechnet:

$$D_{I(N-1)} = K_{TAD} \times K_{PAD} \times D_M \times (K_{MOD} - 1)$$

Nach Beendigung dieses Berechnungsprozesses geht der Systemfluß zu dem sechsundfünfzigsten Schritt 356 weiter. Wenn jedoch $F_{OPC} = 0$ oder wenn kein Offenschleifensteuerzustand in dem vierundfünfzigsten Schritt 354 erfaßt wurde, geht der Systemfluß nach Umgehung des fünfundfünfzigsten Schritts 355 zu dem sechsundfünfzigsten Schritt 356 weiter, und ein gegenwärtiger Integrationssteuerterm D_{IN} wird gemäß folgender Formel berechnet:

$$D_{I(N)} = D_{I(N-1)} + K_1 + (P_{2R} - P_2)$$

Danach wird in dem siebenundfünfzigsten Schritt 357 das Tastverhältnis D_{OUT} berechnet oder der folgende arithmetische Vorgang wird durchgeführt:

$$D_{OUT} = K_{TAD} \times K_{PAD} \times K_{DM} \times D_M + D_P + D_{IN}$$

Nach Setzen des Flags $F_{OPC} = 0$ in dem achtundfünfzigsten Schritt 358 geht der Systemfluß zu dem dreiunddreißigsten Schritt 333 weiter.

Wenn andererseits der Absolutwert des P_2 -Fehlers als kleiner als G_{P_2} bestimmt wird, wird in dem neunundfünfzigsten Schritt 359 der Proportionalsteuerterm $D_P = 0$ und der Integrationssteuerterm $D_{IN} = D_{I(N-1)}$ gesetzt. Im sechzigsten Schritt 360 wird festgestellt, ob der Atmosphärendruck P_A höher als ein vorbestimmter Bezugsatmosphärendruck P_{AM} (z.B. 650 mmHg) ist oder nicht. In dem einundsechzigsten Schritt 361 wird festgestellt, ob die Wassertemperatur T_W in einem vorbestimmten Bereich liegt oder nicht. In dem zweiundsechzigsten Schritt 362 wird festgestellt, ob der Verzögerungsbetrag T_{2R} nicht 0 ist oder ob ein Klopfzustand vermieden wurde oder nicht. In dem dreiundsechzigsten Schritt wird festgestellt, ob die Schaltposition von dem ersten Gangbereich abweicht oder nicht. Wenn all diese Bedingungen zutreffen, geht der Systemfluß zu dem vierundsechzigsten Schritt 364 weiter, aber wenn eine der Bedingungen nicht vorliegt, geht der Systemfluß zu dem siebenundfünfzigsten Schritt 357 weiter.

Ein Koeffizient K_A für einen auf den Austastkorrekturfaktor K_{MOD} bezogenen Lernprozeß wird in dem vierundsechzigsten Schritt 364 gemäß folgender Formel berechnet:

$$K_R = (K_{TAD} \times D_M + D_{IN}) / (K_{TAD} \times D_M)$$

Dann wird in dem fünfundsechzigsten Schritt 365 der folgende arithmetische Vorgang durchgeführt, um nach dem Korrekturfaktor K_{MOD} zu suchen und einen Lernprozeß auszuführen:

$$K_{MOD} = (C_{MOD} \times K_R) / 65536 \\ + (65536 - C_{MOD}) \times K_{MOD} / 65536$$

Nach Prüfung der Grenze dieses K_{MOD} in dem sechsundsechzigsten Schritt 366 wird der Korrekturfaktor K_{MOD} in einem Reserve-RAM gespeichert und der Systemfluß geht zu dem siebenundfünfzigsten Schritt 357 weiter.

Die zweiundsechzigsten bis siebenundsechzigsten Schritte 362 bis 367 sind zu dem Zweck enthalten, alle möglichen Fehlerwirkungen des Motorbetriebszustands dadurch zu vermeiden, daß die Speicherung von dem K_{MOD} im Fall spezieller Betriebszustände beim Speichern der Ergebnisse des Lernprozesses während derjenigen Zeit verhindert wird, in der der Ladedruck P_2 in einer stabilen Weise mittels der Totzone G_{P_2} gesteuert wird.

Es ist daher vorteilhaft, in dem offenschleifigen Steuerbereich zu bleiben, der eine schnelle Reaktion im Nieder- bis Mitteldrehzahlbereich bietet, wo die Betriebszustände zu schneller Änderung neigen und Übergangszustände häufig erzeugt werden. Andererseits kann im Hochdrehzahlbereich, weil hier eine schnelle Reaktion nicht so entscheidend ist, eine stabile und genaue Rückkopplungssteuerung ohne jede Fehlerwirkungen verwendet werden.

In einem Niederdrehzahlbetriebsbereich eines Motors kann ein Einlaßrückstrom gesteuert und eine relativ hohe Volumenwirkung erhalten werden, wenn entweder das Winkelintervall der

Ventilöffnung und/oder der Ventilhub als klein gewählt wird. Andererseits ist es wünschenswert, das Ventilöffnungswinkelintervall und/oder den Ventilhub in einem Hochdrehzahlbereich des Motors im Hinblick darauf zu erhöhen, daß man die erforderliche Einlaßmenge erhält. In anderen Worten werden die Ausgangseigenschaften des Motors bezüglich seiner Drehzahl durch die Profile der Nocken diktiert. Daher können zwei Sätze verschiedener Ausgangseigenschaften in einem einzigen Motor miteinander kombiniert werden, wenn die durch den Motor betätigten Ventile mit zwei wechselweise schaltbaren verschiedenen Nockenprofilen versehen sind.

Gegenüber einem natürlichen Ansaugen des Motors, in dem der Einstrom in seine Brennkammern nur durch den durch Hin- und Herbewegung seiner Kolben erzeugten Negativdruck angesaugt wird, erhöht ein aufgeladener Motor seine Leistung durch unter Druck setzen des Einstroms über den Atmosphärendruck, wenn er in die Brennkammern eingeführt wird, und erhöht hierdurch das Wirkvolumen, das durch die Kolben verdrängt wird. Die Obergrenze des Ladedrucks jedes bestimmten Motors ist typischerweise entsprechend seiner Konstruktionsbedingungen bezüglich der Ladewirkung und der mechanischen Dauerhaftigkeit des jeweiligen Motors bestimmt. Daher ist es bei einem solchen wie oben beschriebenen Motor, der eine Ventilbetätigungszustandsumschalteinheit und einen Lader variabler Kapazität miteinander kombiniert, erforderlich, die Ladedrucksteuerung in zwei verschiedenen Modi für zwei verschiedene Leistungseigenschaften des Motors durchzuführen.

Durch erfindungsgemäßes Bereitstellen mehrerer Sätze von Karten zum Suchen einer Grundladedrucksteuervariablen D_n zur Durchführung der Austaststeuerung und eines Solladedruckeinsatzwerts P_{2R} zur Rückkopplungssteuerung in Abhängigkeit von den Differenzen der Betriebszustände der Einlaßventile und der Auslaßventile sowie durch Umschalten dieser Karten in

Antwort auf die Umschaltsignale für den Betrieb der Ventile kann daher eine optimale Steuerwirkung erreicht werden, die für jeden besonderen Betriebszustand geeignet ist.

Insbesondere wenn in einem hohen Drehzahlbereich der Ladedruck stark erhöht werden soll, wird die Ladewirkung durch den Anstieg des Ventilöffnungsbetrags noch weiter verbessert. Wenn in einem Hochdrehzahlbereich der Ladedruck durch den Leistungszuwachs durch die Änderung beim Ventiltiming verringert werden soll, kann das Kompressionsverhältnis verringert werden, während man eine ausreichende Ausgangsleistung erhält.

Erfindungsgemäß kann daher die Motorleistung über einen noch breiteren Betriebsbereich erhöht werden, weil die Ladedrucksteuerung in Antwort auf die Umschaltung des Ventiltimings durchgeführt wird. Insbesondere weil der Ladedruck in einem Hochdrehzahlbereich ohne Minderung der Motorleistung verringert werden kann, kann die Klopfgrenze durch geringere Verbrennungstemperatur erhöht und die Motorbelastung verringert werden, mit dem Ergebnis, daß die Verbesserungen sowohl der Motorleistung als auch der Motorhaltbarkeit gleichzeitig erreicht werden können.

Um einen Abfall der Motorleistung als Folge der Zustandsänderungen der Einlaßpassage durch Vorhandensein von Bereichen nahe einem Punkt stufenweiser Umschaltung des Ventilbetätigungsmechanismus zu beseitigen, wird nach Erfassen einer negativen Ladedruckänderungsrate ΔP_2 oder jeglichem Abfall des Motorausgangsdrehmoments eine Einsetzadditionsaustastung D_{IRB} , gesucht in dem neunundzwanzigsten Schritt 329, automatisch zu der Grundaustastung D_M addiert, um einen solchen Abfall zu kompensieren.

In den Schritten 301 und 306 bis 312 wurden unter bestimmten Bedingungen die Ladekapazität und das Ventiltiming auf große Kapazitätzustände bzw. Niederdrehzahlzustände fixiert. Hinter diesen Vorgängen stecken folgende Gründe:

1. Wenn der Motor angedreht wird, ist die Motordrehzahl unvermeidlicherweise unstabil, und das Einstellen des Ventil timings oder der Ladekapazität unter einem solchen Umstand wird zu einem unstabilen Motorbetrieb führen. Daher wird bevorzugt das Ventiltiming auf einen Niederdrehzahlzustand fixiert, was die Möglichkeit eines Einlaßrückflusses mindert, und eine Ladekapazität wird auf ein großes Kapazitätsniveau fixiert, was einen geringeren Einlaßflußwiderstand bietet.

2. Sollte in dem Steuersystem irgendein abnormaler Zustand auftreten, besteht eine gute Chance darin, daß die Ventil timingumschaltung oder die Kapazitätsänderungswirkung für den Lader nicht wie gewünscht durchgeführt wird. In einem solchen Fall sollten als Ausfallsicherungsmaßnahmen für den Ventilbetätigungsmechanismus und den Lader der Niederdrehzahlzustand und der große Kapazitätzustand ausgewählt werden.

3. Wenn die Einlaßluft oder das Kühlwasser übermäßig kalt sind, wird die Dichte des Einstroms hoch, und die sich ergebende Tendenz der Überaufladung kann die Dauerhaftigkeit des Motors beeinträchtigen. Auch kann eine hohe Viskosität von Schmieröl einen zufriedenstellenden Umschaltbetrieb des Ventilbetätigungsmechanismus verhindern. Auch in diesem Fall sind daher für den Ventilbetätigungsmechanismus bzw. den Lader der Niederdrehzahlzustand und der Zustand großer Kapazität erwünscht.

4. Wenn der Einstrom übermäßig groß oder das Kühlwasser übermäßig warm sind, kann die magnetische Eigenschaft des Solenoids der Solenoidventile durch die hohe Temperatur beeinträchtigt werden, und die Steuergenauigkeit kann zweifelhaft sein. Gleichzeitig besteht bei einer hohen Temperatur die Neigung, Explosionen und andere irregulären Verbrennungen zu verursachen und die Klopfgrenze herabzusetzen. Daher sind auch in diesem Fall der Niederdrehzahlzustand und der Zustand großer Kapazität im Hinblick auf die Dauerhaftigkeit des Motors erwünscht.

5. Wenn in dem ersten Gangbereich des Getriebesystems eine Aufladung durchgeführt und/oder ein Hochdrehzahlventil-timingzustand gewählt wird, kann ein übermäßig großes Drehmoment durch das Getriebesystem des Fahrzeugs übertragen werden. Wiederum sind daher der Niederdrehzahlzustand und der Zustand großer Kapazität im Hinblick auf die Dauerhaftigkeit des Motors erwünscht.

Europäische Patentanmeldung
Nr. 89 313 622.6
DEU 2931

HONDA GIKEN KOGYO KABUSHIKI KAISHA

Patentansprüche

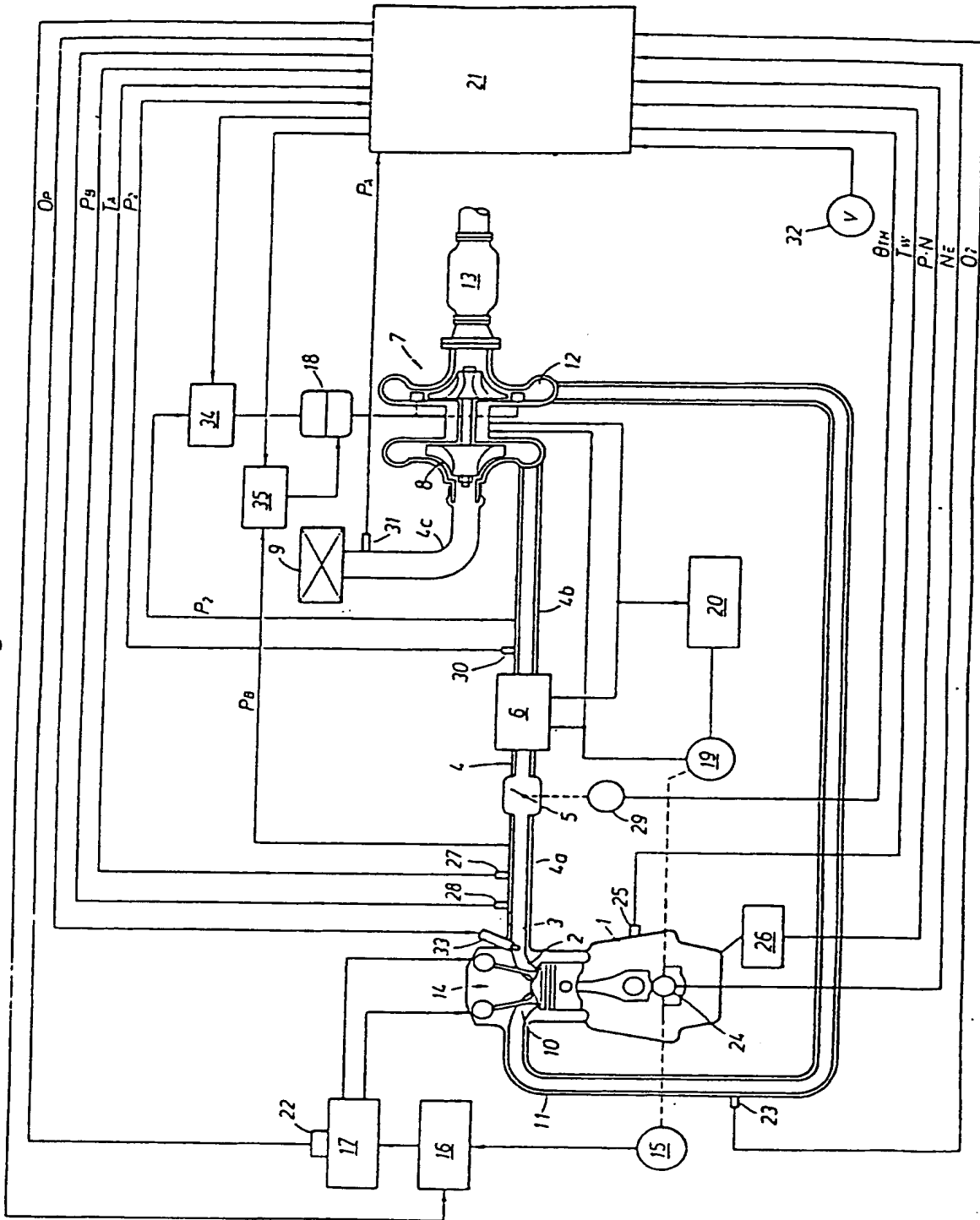
1. Motorsteuersystem, umfassend:
einen variablen Ventilbetätigungsmechanismus (14) zur Betätigung wenigstens zweier Einlaßventile (50a, 50b) eines Verbrennungsmotors (1), welcher Mechanismus mit Ventilbetätigungszustandsänderungsmitteln (16, 17) versehen ist, um einen Zustand des Mechanismus (14) zwischen einem Hochdrehzahlbetriebszustand der Ventile (50a, 50b) und einem Niederdrehzahlbetriebszustand der Ventile (50a, 50b) zu ändern, wobei der Motor (1) mit einer hohen Drehzahl bzw. einer niedrigen Drehzahl arbeitet;
Erfassungsmittel zum Erfassen eines Motorbetriebszustands einschließlich wenigstens einer Drehzahl des Motors (1);
gekennzeichnet durch
einen Lader (7) zum Zuführen aufgeladener Einlaßluft in den Verbrennungsmotor (1), welcher Lader (7) mit einem Kapazitätsänderungsmittel (18) versehen ist, um den Ladedruckausstoß des Laders (7) zu ändern; und
ein Steuermittel (21) zum Zuführen von Steuersignalen zu den Ventilbetätigungszustandsänderungsmitteln (16, 17) und dem Kapazitätsänderungsmittel (18) entsprechend einem Ausgang von den Erfassungsmitteln;

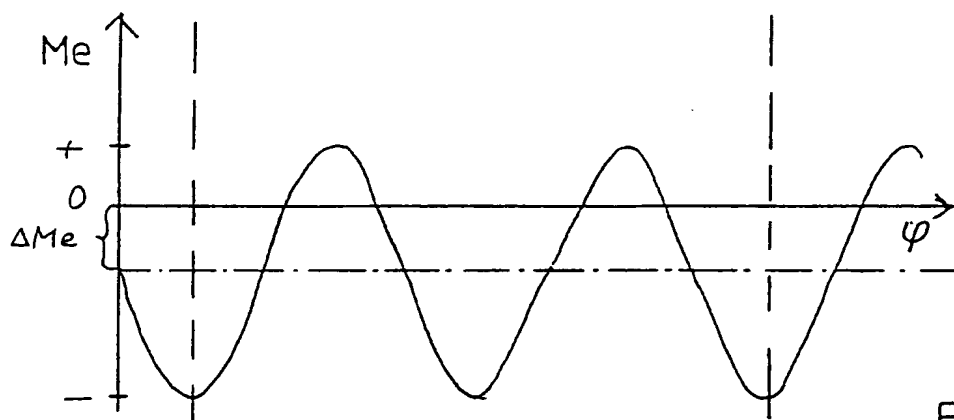
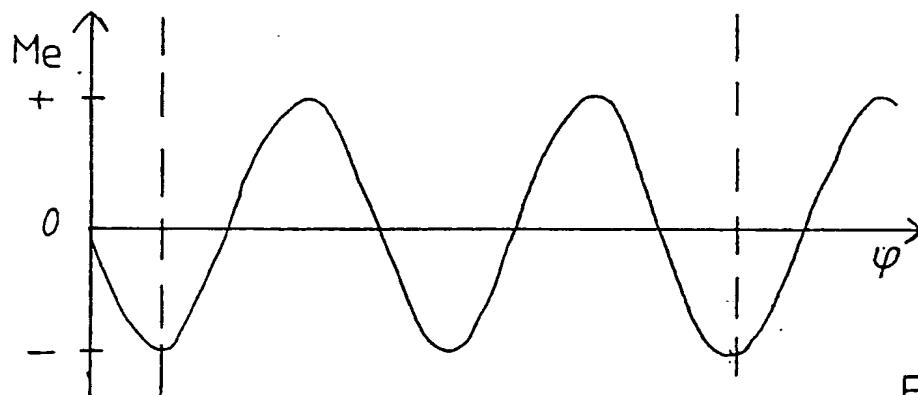
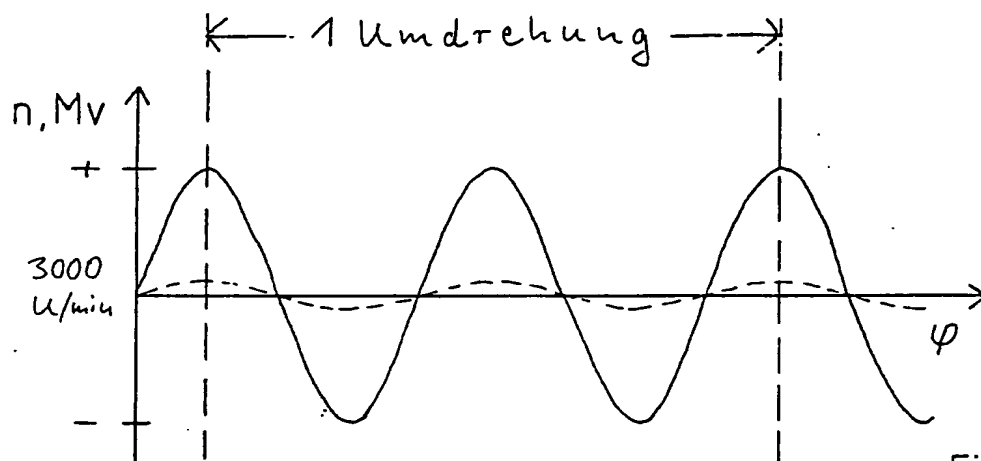
wobei das Steuermittel (21) dem Kapazitätsänderungsmittel (18) ein Ladersteuersignal zuführt, so daß der Ladedruckausstoß um ein bestimmtes Inkrement erhöht werden kann, wenn das Steuermittel (21) den Ventilbetätigungszustandsänderungsmitteln (16, 17) ein Ventilbetätigungssteuersignal zuführt, um den Ventilbetätigungsmechanismus (14) von dem Niederdrehzahlzustand in den Hochdrehzahlzustand umzuschalten.

2. Motorsteuersystem nach Anspruch 1, in dem das Steuermittel (21) das Kapazitätsänderungsmittel (18) als ein Steuerprozeß geschlossener Schleife steuert und den Ladedruckausstoß um ein bestimmtes Inkrement durch Anheben eines Sollwerts des Steuerprozesses geschlossener Schleife erhöht.
3. Motorsteuersystem nach Anspruch 2, das weiter ein Mittel zum Erfassen einer Änderungsrate eines Ladedruckausstoßes des Laders (7) umfaßt, wobei ein Steuerparameter des Steuerprozesses geschlossener Schleife in Abhängigkeit von einem erfaßten Pegel der Änderungsrate des Ladedrucks geändert wird.
4. Motorsteuersystem nach einem der vorhergehenden Ansprüche, in dem das Steuermittel (21) dem Kapazitätsänderungsmittel (18) ein Ladersteuersignal zuführt, daß der Ladedruckausstoß um ein bestimmtes Dekrement verringert werden kann, wenn das Steuermittel ein Ventilbetätigungssteuersignal den Ventilbetätigungszustandsänderungsmitteln (16, 17) so zuführt, daß es den Ventilbetätigungsmechanismus (14) von dem hohen Drehzahlmodus in den niedrigen Drehzahlmodus umschaltet.

5. Motorsteuersystem nach einem der vorhergehenden Ansprüche, in dem das Erfassungsmittel weiter eine Drosselöffnung des Motors erfaßt und das Steuermittel das Ladersteuersignal zum Erhöhen des Ladedrucks durch das Inkrement nur dann zuführt, wenn die durch das Erfassungsmittel erfaßte Drosselöffnung größer als ein vorbestimmter Wert ist.

Fig. 1





- Leerseite -

Fig. 3

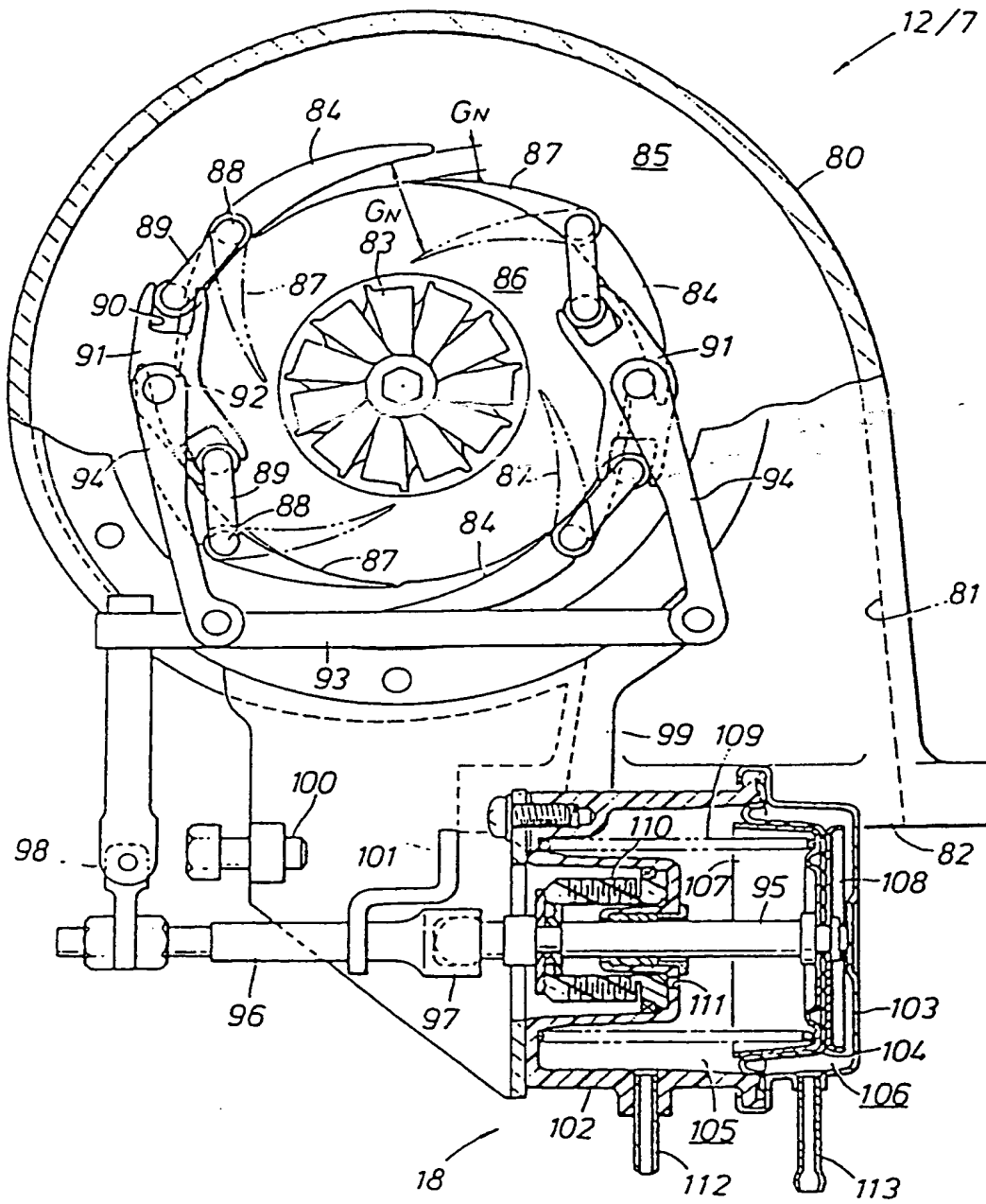
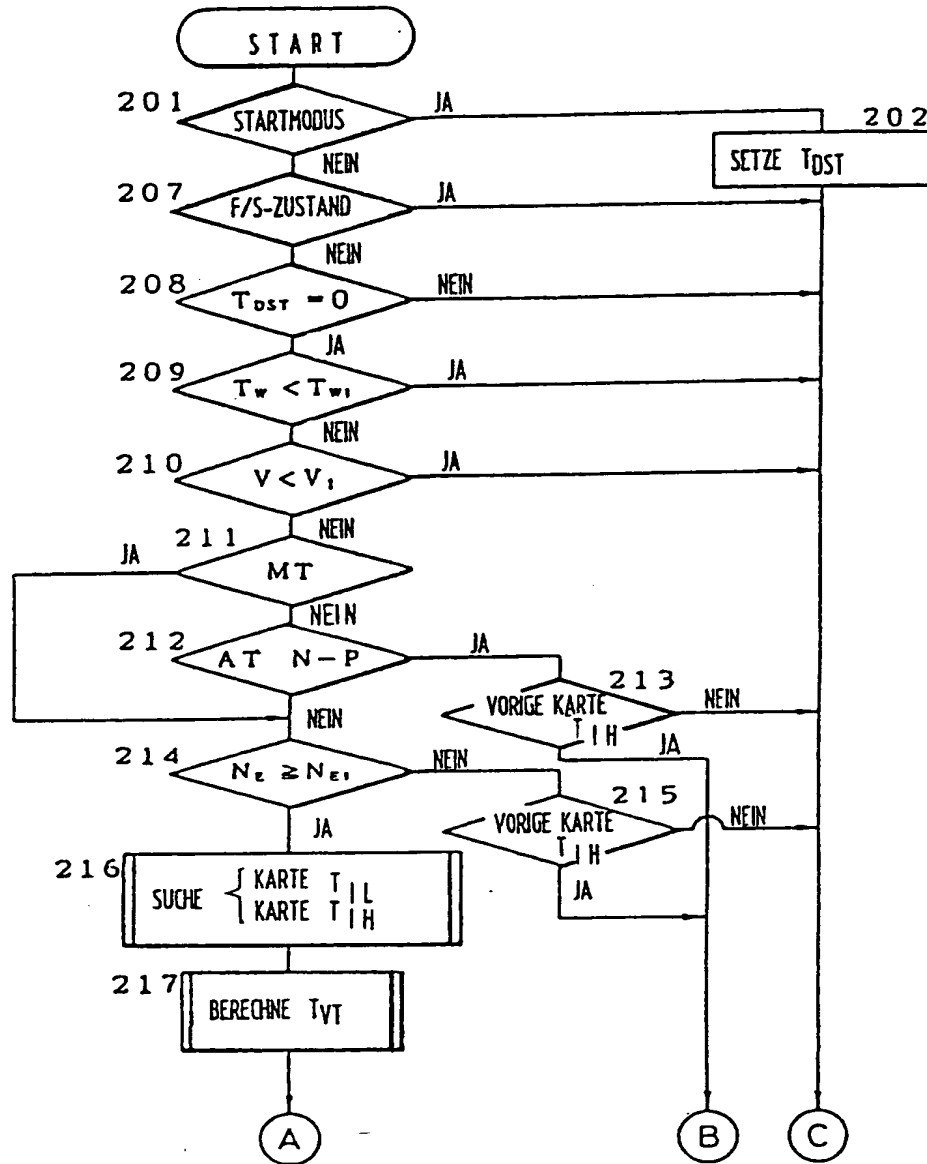
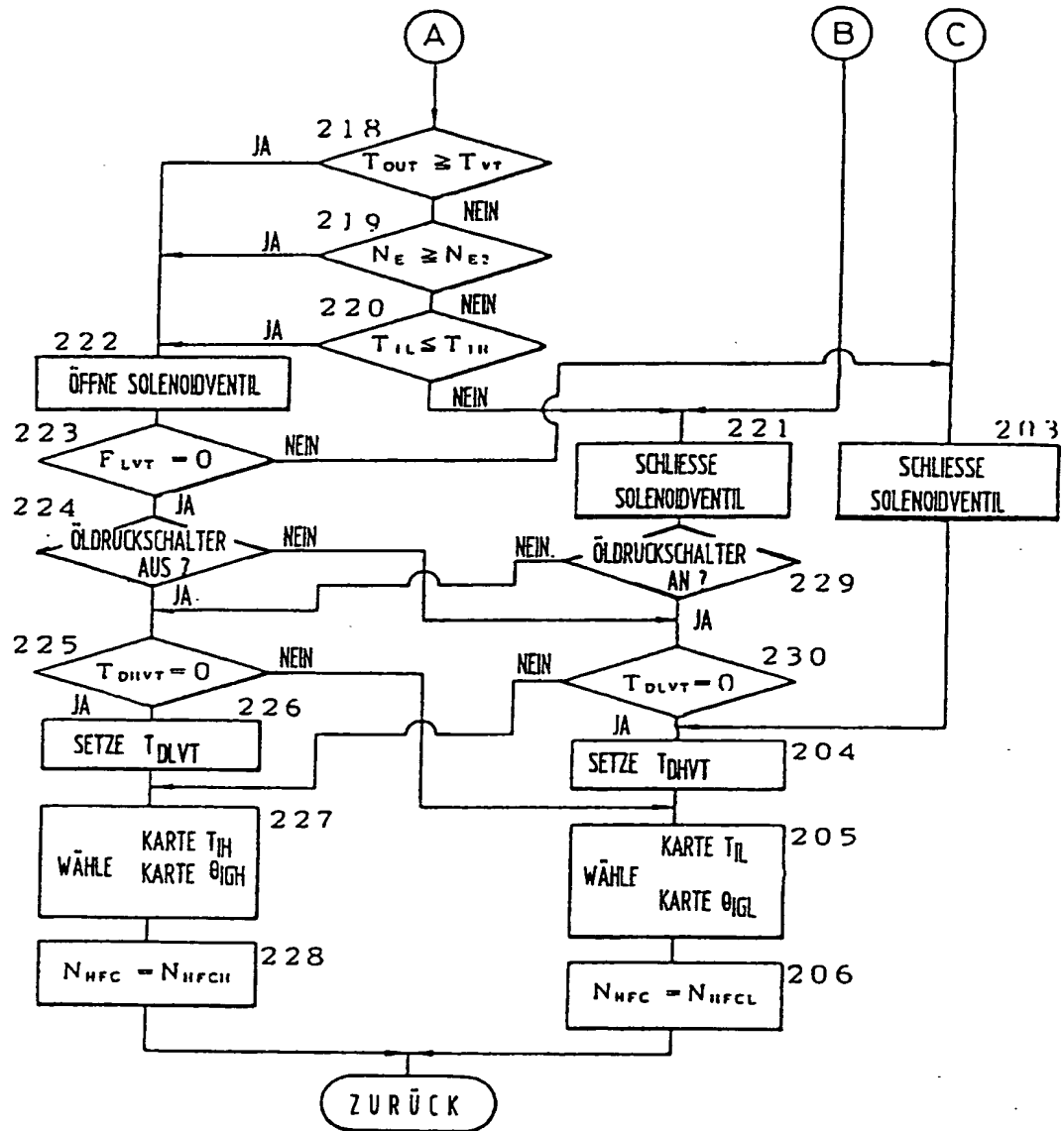


Fig. 4a



5/16

Fig. 4b



6/14
Fig.4c

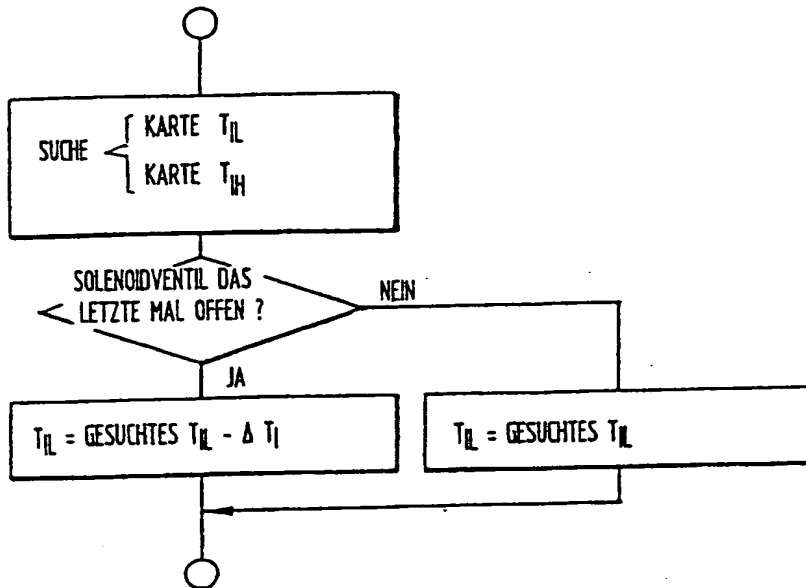


Fig.4d

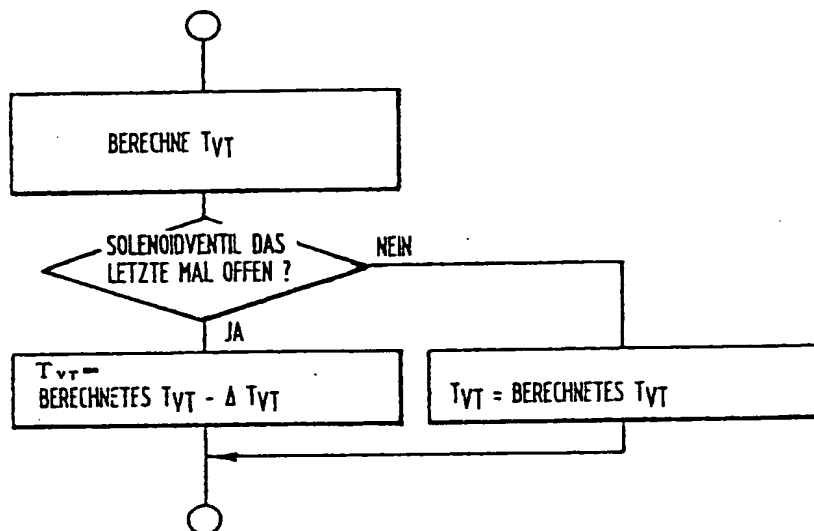


Fig. 5a

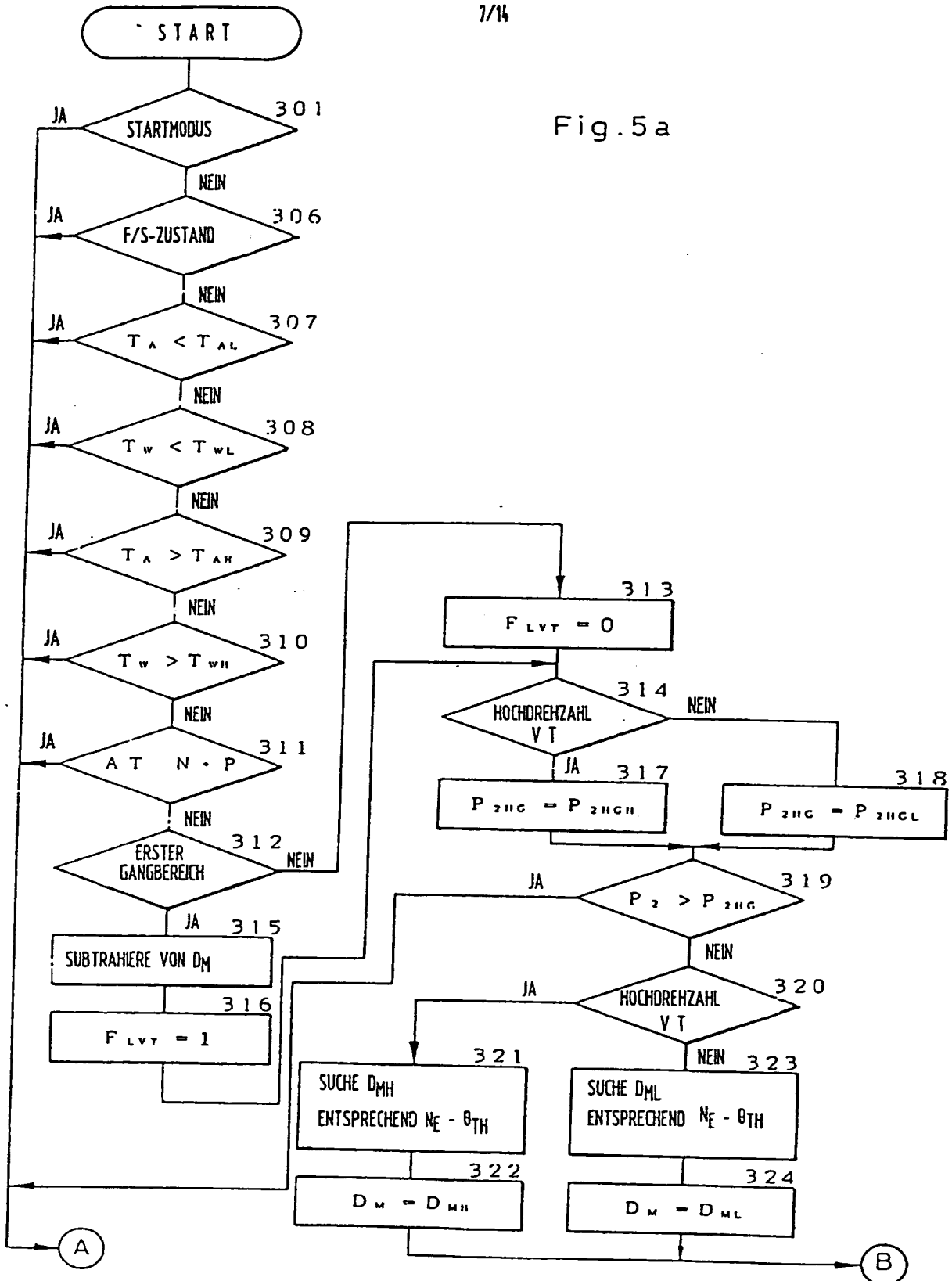


Fig. 5b

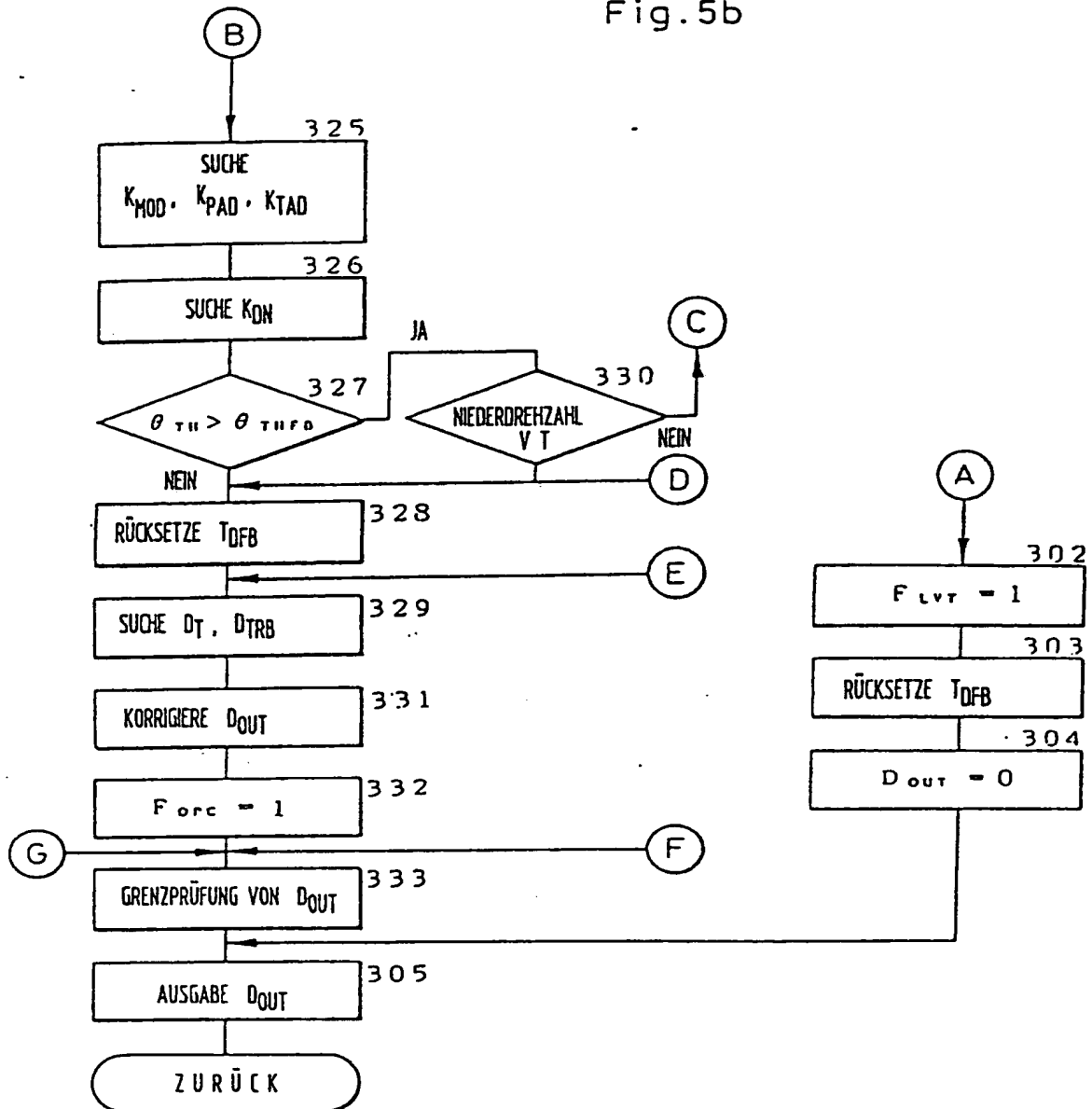


Fig. 5c

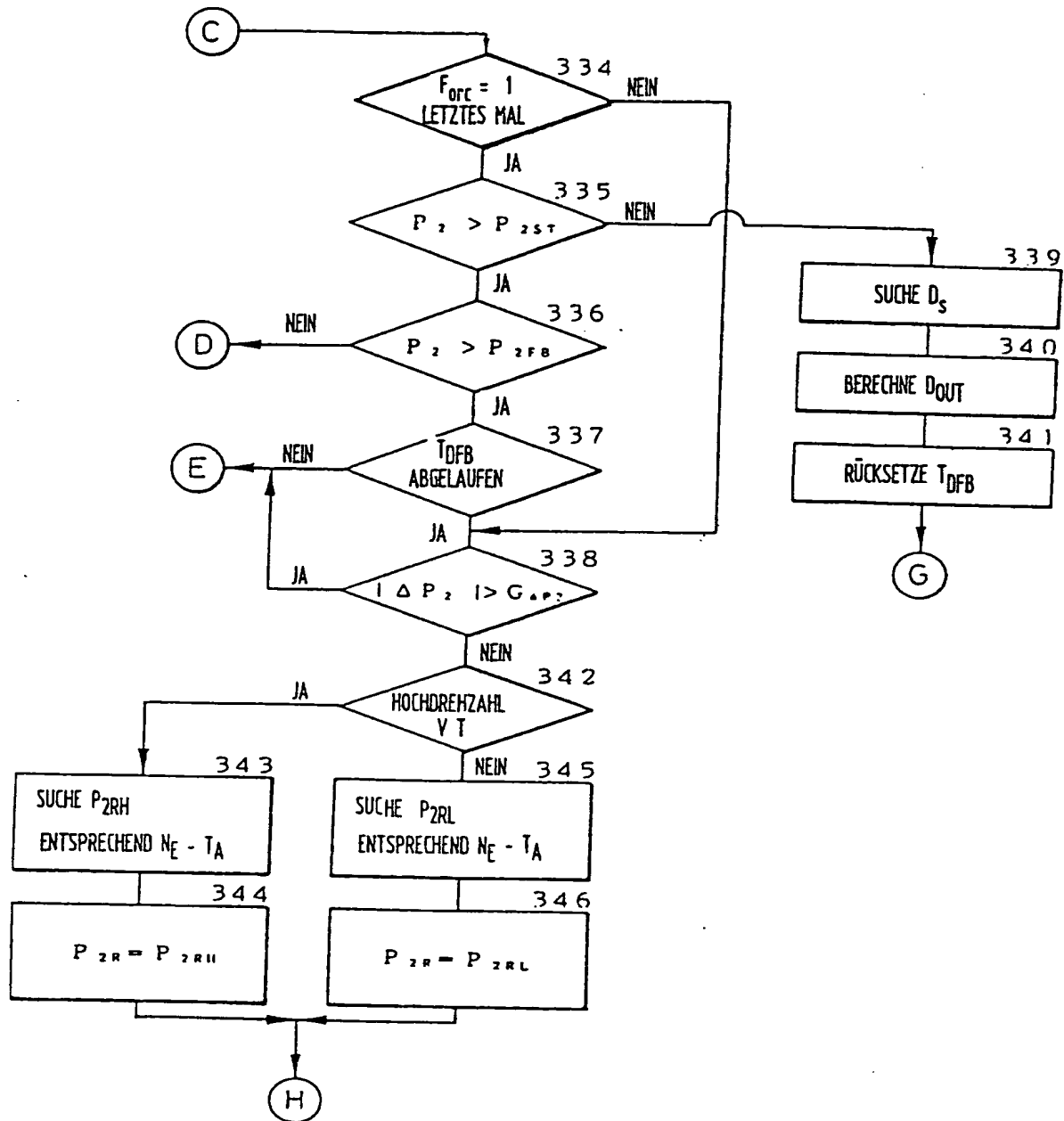


Fig.5d

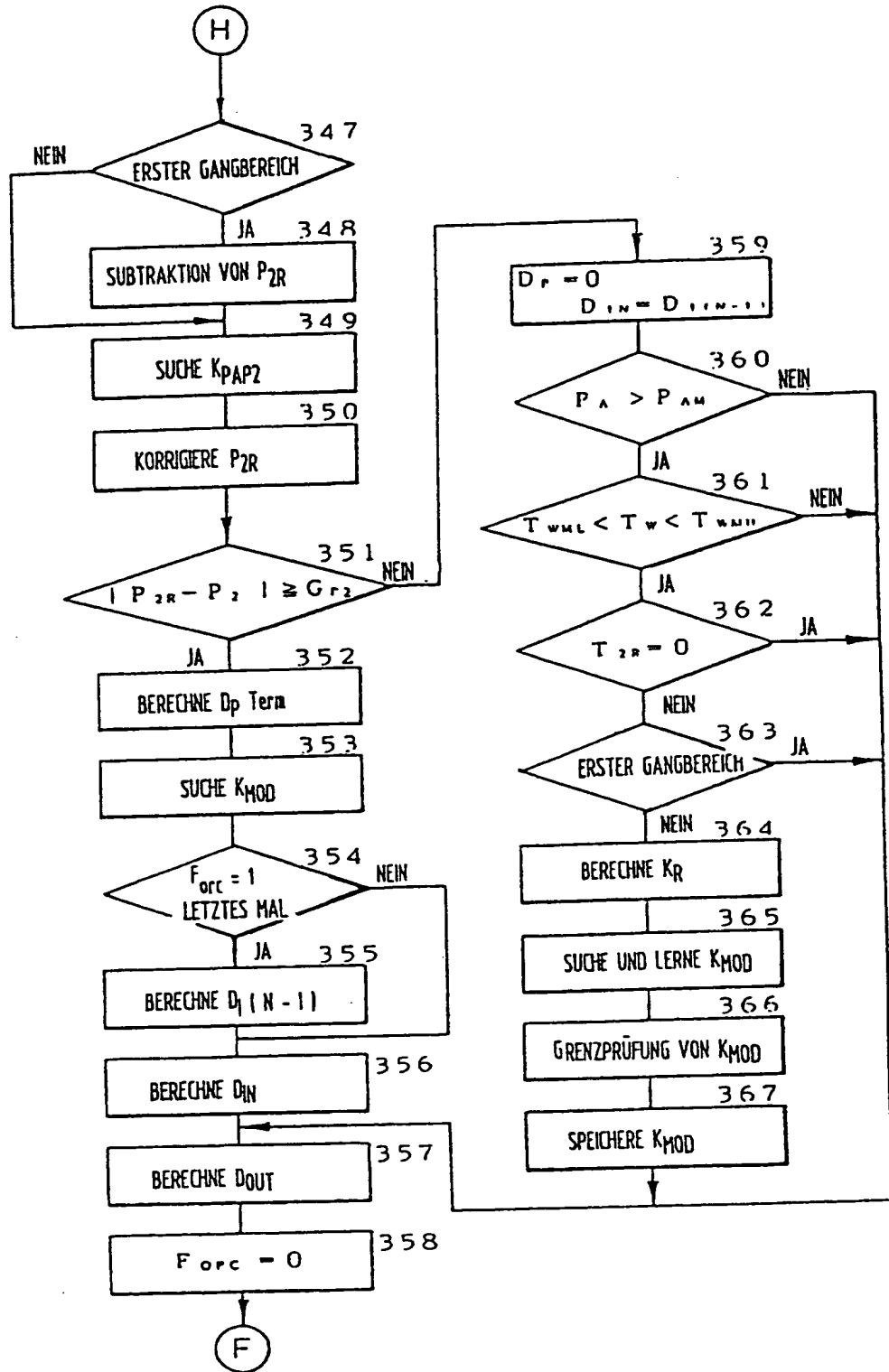


Fig. 6

11/14

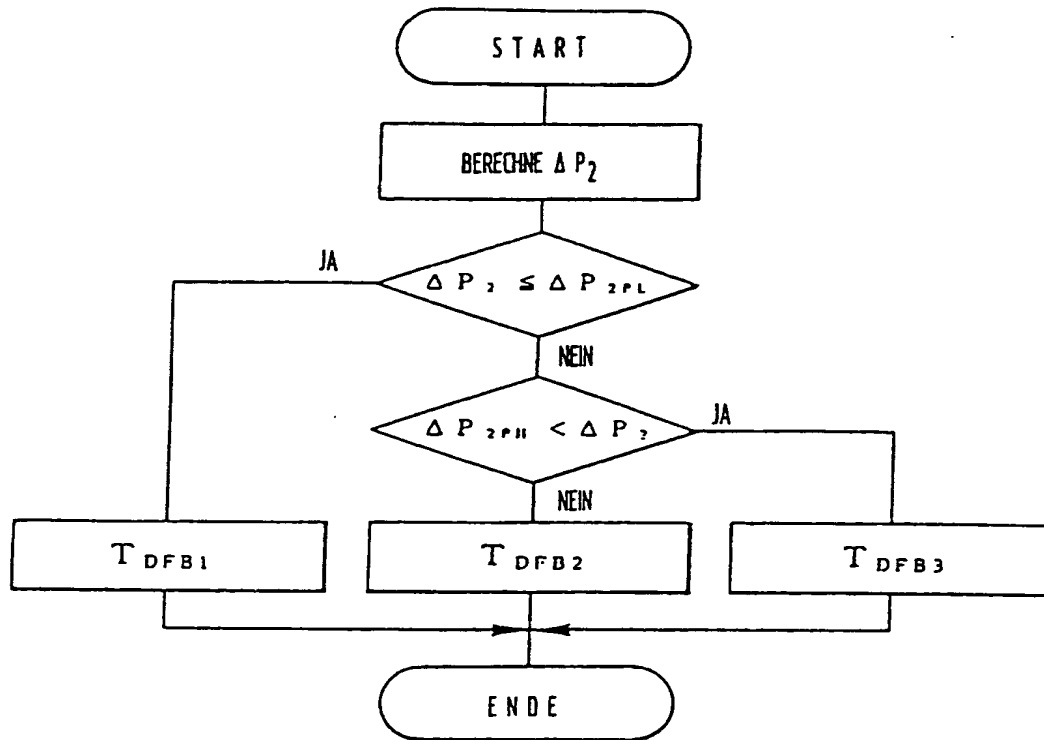


Fig. 7

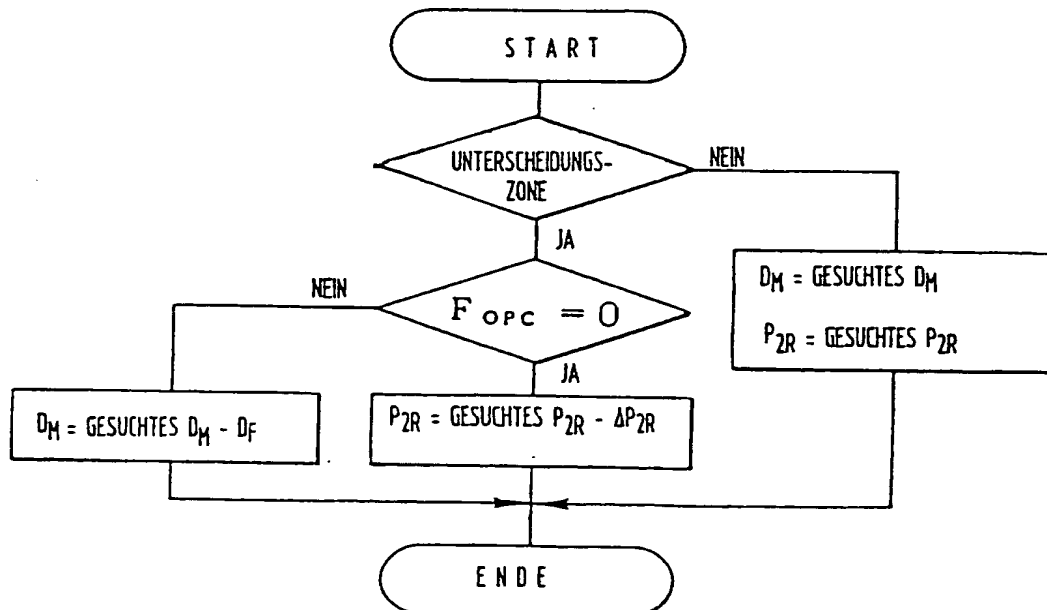


Fig. 8

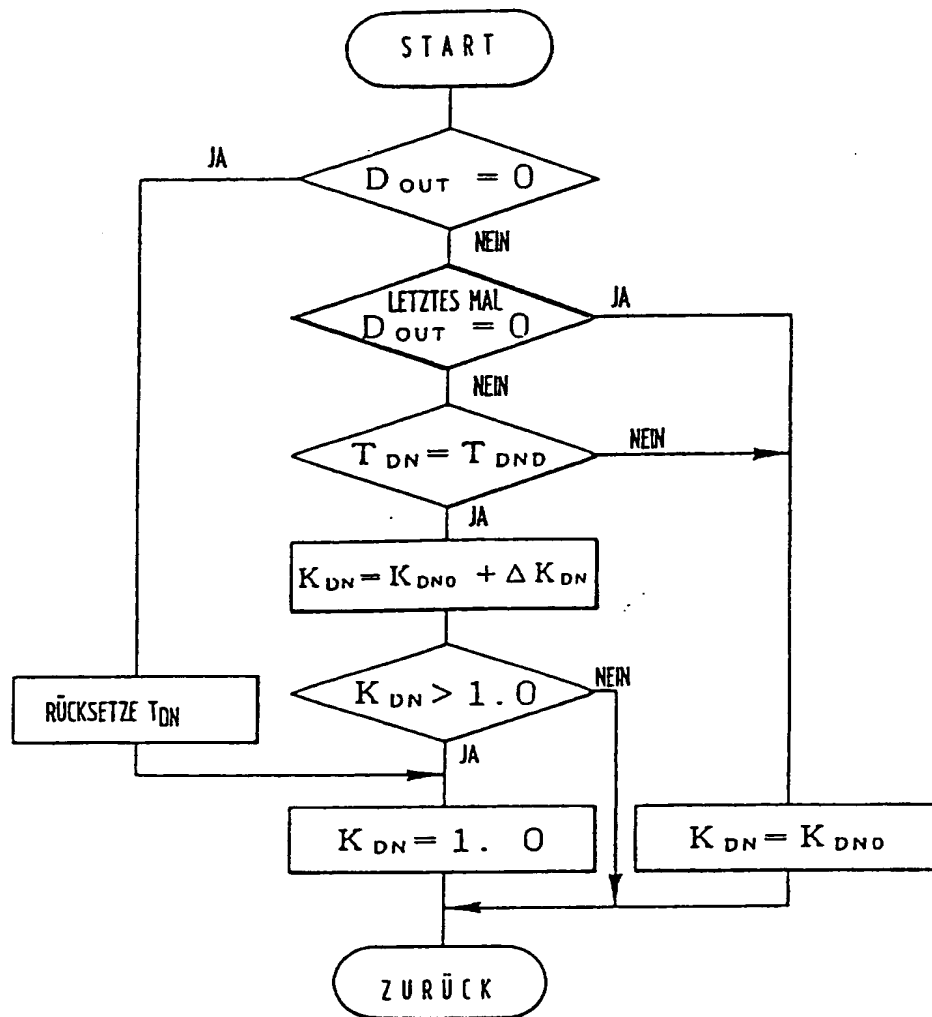


Fig. 9

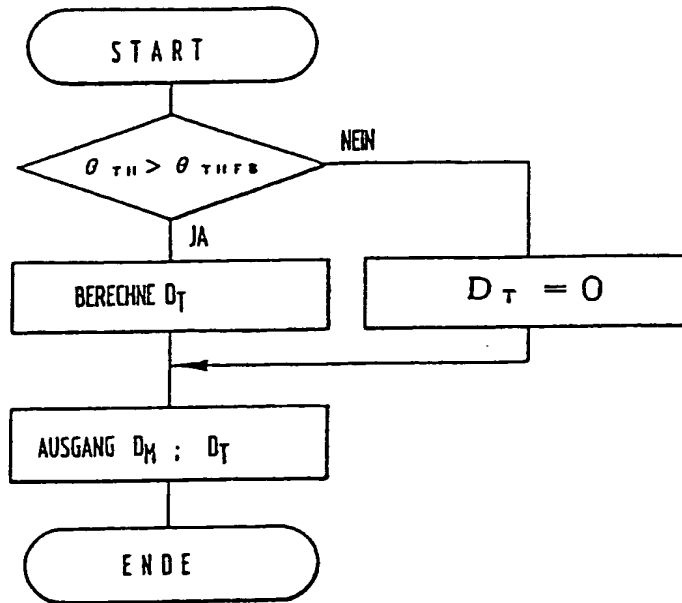


Fig. 11

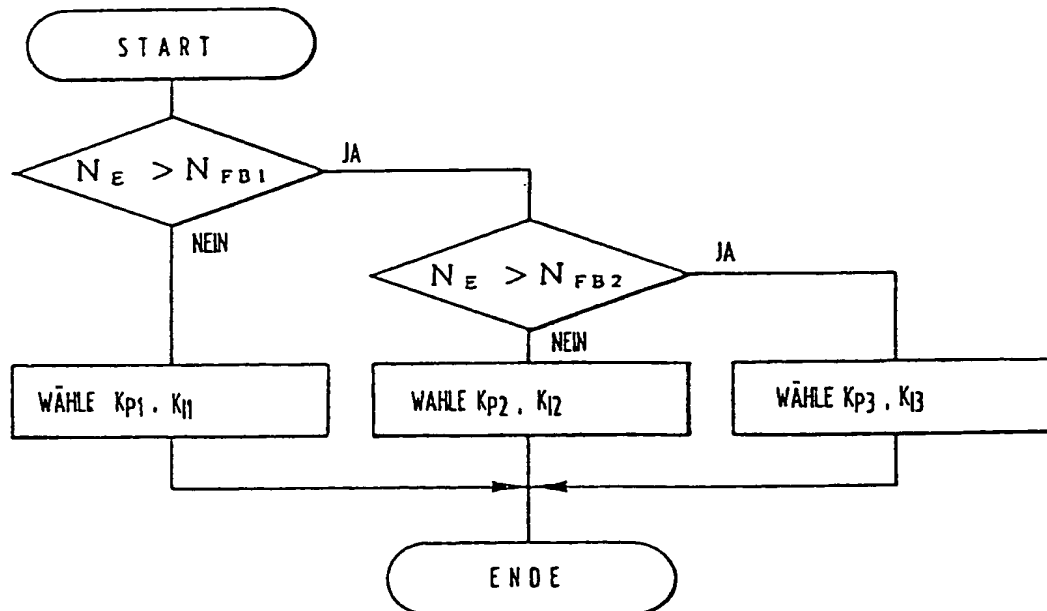


Fig.10

